

ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR

DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA TÉRMICA Y DE FLUIDOS



Universidad
Carlos III de Madrid

TRABAJO DE FIN DE GRADO

Mejoras del Ciclo de Rankine usando refrigerantes

Autor:

Javier Álvarez Sanz

Tutor:

D.Domingo Santana Santana

Grado en Ingeniería en Tecnologías Industriales

Madrid, 16 de Junio de 2017



RESUMEN

Este proyecto persigue el objetivo de realizar el diseño de una planta de producción de potencia operando con un ciclo Rankine, que consiga minimizar el gasto de agua utilizado en la torre de refrigeración. Esto sería de especial utilidad en países donde no haya agua abundante como los situados en Oriente Medio.

Se han seleccionado hasta tres posibles configuraciones de nuestra planta de producción de potencia y se han abordado los distintos componentes integrados en cada una de ellas, resolviendo las ecuaciones termodinámicas presentes en los mismos por medio del software comercial MATLAB R2016a.

Se verá como el sistema de refrigeración por absorción reduce el gasto másico de agua en la torre de refrigeración en un 10.38%, alcanzando el objetivo, pero el rendimiento disminuye respecto al ciclo de Rankine convencional.

Para terminar, se ha procedido con un análisis económico y ambiental detallado para cada una de las tres variaciones, permitiendo, por último, alcanzar un juicio final sobre cuál es la mejor opción entre las tres.



ABSTRACT

The main objective of this project is to design a power plant based on a Rankine cycle in order to reduce the wet cooling load and decrease water losses. This is vital for countries where exists a water crisis such as Middle East ones.

Thus, we have chosen three possible alternatives of our power plant design and we will study all the different components integrated in them by resolving their thermodynamic equations with the help of a commercial software called MATLAB R2016a.

We will see how the absorption heat pump system reduce water losses around 10.38% in the cooling tower, reaching the objective, although its efficiency is lower compared with the Rankine standard cycle.

In conclusion, an economic analysis will be conducted for each system allowing us to reach a final decision about which is the best option among them.

ÍNDICE DE CONTENIDO

CAPÍTULO 1: INTRODUCCIÓN	1
1.1.- CONTEXTO Y MOTIVACIÓN DEL PROYECTO	1
1.2.- OBJETIVOS Y ALCANCE	2
CAPÍTULO 2: EL CICLO DE RANKINE Y SUS COMPONENTES	3
2.1. PRESENTACIÓN CICLO BÁSICO DE RANKINE	3
2.2. DESCRIPCIÓN COMPONENTES PRINCIPALES DEL CICLO DE RANKINE	5
2.3. PROCESOS INVOLUCRADOS EN EL CICLO DE RANKINE	9
2.4. RENDIMIENTO TÉRMICO DEL CICLO DE RANKINE	11
CAPÍTULO 3: CICLO RANKINE ESTÁNDAR DE PRODUCCIÓN DE POTENCIA	13
3.1.-DESCRIPCIÓN GENERAL DEL CICLO	13
3.2.-MODELADO TERMODINÁMICO DE LOS DISTINTOS COMPONENTES	15
3.2.1. CONDICIONES GENERALES COMUNES A LOS 3 SISTEMAS	15
3.2.2. ECUACIONES TERMODINÁMICAS	16
3.3.-PARÁMETROS TERMODINÁMICOS GENERALES DEL CICLO	26
CAPÍTULO 4: CICLO RANKINE DE PRODUCCIÓN DE POTENCIA USANDO VAPOR CON COMPRESIÓN-REFRIGERACIÓN	27
4.1.-DESCRIPCIÓN GENERAL DEL CICLO	27
4.2.-MODELADO TERMODINÁMICO DE LOS DISTINTOS COMPONENTES	29
4.2.1. ECUACIONES TERMODINÁMICAS CICLO PRINCIPAL Y TORRE DE REFRIGERACIÓN ..	29
4.2.2. ECUACIONES TERMODINÁMICAS CICLO COMPRESIÓN-REFRIGERACIÓN	36
4.3. PARÁMETROS TERMODINÁMICOS DEL CICLO	42
CAPÍTULO 5: CICLO RANKINE DE PRODUCCIÓN DE POTENCIA EMPLEANDO VAPOR CON REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN	43
5.1.-DESCRIPCIÓN GENERAL DEL CICLO	43
5.2.-MODELADO TERMODINÁMICO DE LOS DISTINTOS COMPONENTES	45
5.2.1. ECUACIONES TERMODINÁMICAS CICLO PRINCIPAL Y TORRE DE REFRIGERACIÓN ..	45
5.2.2. ECUACIONES TERMODINÁMICAS CICLO DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN	56
5.3. PARÁMETROS TERMODINÁMICOS DEL CICLO	65
CAPÍTULO 6: ANÁLISIS ECONÓMICO	66
6.1. COSTE DE LOS COMPONENTES	66
6.1.1. CALDERA	66
6.1.2. FEED HEATERS	66



6.1.3. BOMBAS	67
6.1.4. TORRE DE REFRIGERACIÓN	67
6.1.5. TURBINA Y COMPRESOR	67
6.1.6. INTERCAMBIADORES DE CALOR.....	68
6.1.7. VÁLVULA DE EXPANSIÓN.....	69
6.2. COSTE TOTAL DEL CAPITAL.....	70
6.3. COSTE OPERACIONAL	71
6.4. PRESENTACIÓN DE LOS COSTES TOTALES ANUALES	72
CAPÍTULO 7: IMPACTO AMBIENTAL.....	73
7.1. EMISIONES DE CO ₂	73
CAPÍTULO 8: CONCLUSIONES	75
8.1. DISCUSIÓN DE LOS RESULTADOS OBTENIDOS	75
8.2. VALORACIÓN FINAL DEL SISTEMA ELEGIDO.....	77
BIBLIOGRAFÍA	78
ANEXO A1. ESQUEMA CICLO RANKINE ESTÁNDAR	81
ANEXO A2. CÓDIGO PARA LOS CÁLCULOS DEL ANÁLISIS TERMODINÁMICO DEL PRIMER SISTEMA MEDIANTE MATLAB.....	83
ANEXO B1. ESQUEMA CICLO RANKINE EMPLEANDO VAPOR CON COMPRESIÓN-REFRIGERACIÓN.....	87
ANEXO B2. CÓDIGO PARA LOS CÁLCULOS DEL ANÁLISIS TERMODINÁMICO DEL SEGUNDO SISTEMA MEDIANTE MATLAB.....	89
ANEXO C1. ESQUEMA CICLO RANKINE DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN	92
ANEXO C2. CÓDIGO PARA LOS CÁLCULOS DEL ANÁLISIS TERMODINÁMICO DEL TERCER SISTEMA MEDIANTE MATLAB.....	94

ÍNDICE DE FIGURAS

<i>Figura 1: Esquema básico del ciclo Rankine con sus componentes característicos. Fuente: Elaboración propia.</i>	<i>3</i>
<i>Figura 2: Bomba industrial hidráulica. Fuente: [1].....</i>	<i>6</i>
<i>Figura 3: Caldera pirotubular para usos diversos. Fuente: [2]</i>	<i>7</i>
<i>Figura 4: Turbina de gas para producción de potencia. Fuente: [3]</i>	<i>7</i>
<i>Figura 5: Condensador industrial de agua. Fuente: [4]</i>	<i>8</i>
<i>Figura 6: Diagrama T-s de un ciclo Rankine básico. Fuente: [5]</i>	<i>9</i>
<i>Figura 7: Diagrama T-s para el ciclo de Rankine estándar. Fuente: Elaboración propia.</i>	<i>14</i>
<i>Figura 8: Flujos másicos de entrada y salida en la turbina. Fuente: Elaboración propia.</i>	<i>16</i>
<i>Figura 9: Flujos másicos de entrada y salida en el feed-heater abierto o desaireador. Fuente: Elaboración propia.</i>	<i>19</i>
<i>Figura 10: Flujos másicos de entrada y salida en el feed-heater cerrado. Fuente: Elaboración propia.</i>	<i>20</i>
<i>Figura 11: Flujos másicos de entrada y salida en el condensador (HEX1). Fuente: Elaboración propia.</i>	<i>23</i>
<i>Figura 12: Flujos másicos de entrada y salida en la torre de refrigeración de tiro natural. Fuente: Elaboración propia.</i>	<i>24</i>
<i>Figura 13: Diagrama T-s del ciclo de vapor compresión-refrigeración. Las líneas rojas corresponden al subsistema de compresión-refrigeración. Fuente: Elaboración propia.</i>	<i>28</i>
<i>Figura 14: Flujos másicos de entrada y salida en la turbina. Fuente: Elaboración propia.</i>	<i>30</i>
<i>Figura 15: Flujos másicos de entrada y salida en el feed-heater abierto o desaireador. Fuente: Elaboración propia.</i>	<i>32</i>
<i>Figura 16: Flujos másicos de entrada y salida en el condensador (HEX 1). Fuente: Elaboración propia.</i>	<i>34</i>
<i>Figura 17: Flujos másicos de entrada y salida en la torre de refrigeración de tiro natural. Fuente: Elaboración propia.</i>	<i>36</i>
<i>Figura 18: Flujos másicos de entrada y salida del compresor. Fuente: Elaboración propia.</i>	<i>37</i>
<i>Figura 19: Flujos másicos de entrada y salida en el condensador (HEX 2). Fuente: Elaboración propia.</i>	<i>39</i>
<i>Figura 20: Flujos másicos de entrada y salida en el evaporador (HEX 3). Fuente: Elaboración propia.</i>	<i>41</i>

<i>Figura 21: Diagrama T-s del ciclo de refrigeración por absorción. Las líneas rojas corresponden al subsistema de absorción de la solución agua/LiBr. Fuente: Elaboración propia.</i>	<i>44</i>
<i>Figura 22: Flujos másicos de entrada y salida en la turbina del ciclo principal del sistema de refrigeración por absorción. Fuente: Elaboración propia.....</i>	<i>46</i>
<i>Figura 23: Flujos másicos de entrada y salida en el feed-heater abierto o desaireador del ciclo principal del sistema de refrigeración por absorción. Fuente: Elaboración propia.....</i>	<i>48</i>
<i>Figura 24: Flujos másicos de entrada y salida en el condensador (HEX 2) del subsistema principal y el de refrigeración por absorción. Fuente: Elaboración propia.</i>	<i>49</i>
<i>Figura 25: Flujos másicos de entrada y salida en el condensador (HEX 3) entre las corrientes de salida de la turbina y de refrigeración. Fuente: Elaboración propia.</i>	<i>52</i>
<i>Figura 26: Flujos másicos de entrada y salida en el condensador (HEX 1) entre las corrientes de salida de la turbina y de refrigeración. Fuente: Elaboración propia.</i>	<i>54</i>
<i>Figura 27: Flujos másicos de entrada y salida en la torre de refrigeración de tiro natural. Fuente: Elaboración propia.</i>	<i>55</i>
<i>Figura 28: Flujos másicos de entrada y salida en el generador del sistema de refrigeración por absorción. Fuente: Elaboración propia.....</i>	<i>57</i>
<i>Figura 29: Flujos másicos de entrada y salida en el evaporador del sistema de refrigeración por absorción. Fuente: Elaboración propia.....</i>	<i>59</i>
<i>Figura 30: Flujos másicos de entrada y salida en el intercambiador de calor de la disolución del sistema de refrigeración por absorción. Fuente: Elaboración propia.</i>	<i>61</i>
<i>Figura 31: Flujos másicos de entrada y salida en el absorbedor del sistema de refrigeración por absorción. Fuente: Elaboración propia.....</i>	<i>63</i>

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1: Presentación de los datos iniciales para la turbina. Fuente: Elaboración propia.....	16
Tabla 2: Presentación de los datos iniciales para la bomba de condensado. Fuente: Elaboración propia.	17
Tabla 3: Presentación de los datos iniciales para la bomba de impulsión. Fuente: Elaboración propia.	18
Tabla 4: Presentación de los datos iniciales para el feed-heater abierto o desaireador. Fuente: Elaboración propia.	18
Tabla 5: Presentación de los datos iniciales para el feed-heater cerrado. Fuente: Elaboración propia.	20
Tabla 6: Presentación de los datos iniciales para la válvula de expansión. Fuente: Elaboración propia.	21
Tabla 7: Presentación de los datos iniciales para la caldera. Fuente: Elaboración propia.	21
Tabla 8: Presentación de los datos iniciales para el condensador (HEX1). Fuente: Elaboración propia.	22
Tabla 9: Presentación de los datos iniciales para la torre de refrigeración. Fuente: Elaboración propia.	24
Tabla 10: Presentación de los parámetros generales del ciclo. Fuente: Elaboración propia.	26
Tabla 11: Presentación de los datos iniciales para la turbina. Fuente: Elaboración propia.....	29
Tabla 12: Presentación de los datos iniciales para la bomba de condensado. Fuente: Elaboración propia.	31
Tabla 13: Presentación de los datos iniciales para la bomba de impulsión. Fuente: Elaboración propia.	31
Tabla 14: Presentación de los datos iniciales para el feed-heater abierto o desaireador. Fuente: Elaboración propia.	32
Tabla 15: Presentación de los datos iniciales para la caldera. Fuente: Elaboración propia.	33
Tabla 16: Presentación de los datos iniciales para el condensador (HEX1). Fuente: Elaboración propia.	33
Tabla 17: Presentación de los datos iniciales para la torre de refrigeración. Fuente: Elaboración propia.	35
Tabla 18: Presentación de los datos iniciales para el compresor. Fuente: Elaboración propia. .	37

Tabla 19: Presentación de los datos iniciales para el condensador (HEX 2). Fuente: Elaboración propia.	38
Tabla 20: Presentación de los datos iniciales para la válvula de expansión. Fuente: Elaboración propia.	40
Tabla 21: Presentación de los datos iniciales para el evaporador. Fuente: Elaboración propia.	40
Tabla 22: Presentación de los parámetros generales del ciclo compresión-refrigeración.	42
Tabla 23: Presentación de los datos iniciales para la turbina del ciclo principal del sistema de absorción. Fuente: Elaboración propia.	45
Tabla 24: Presentación de los datos iniciales para la bomba de condensado del ciclo principal del sistema de refrigeración por absorción. Fuente: Elaboración propia.	46
Tabla 25: Presentación de los datos iniciales para la bomba de impulsión del ciclo principal del sistema de refrigeración por absorción. Fuente: Elaboración propia.	47
Tabla 26: Presentación de los datos iniciales para el feed-heater abierto o desaireador del ciclo principal del sistema de refrigeración por absorción. Fuente: Elaboración propia.	47
Tabla 27: Presentación de los datos iniciales para la válvula de expansión 1 del ciclo principal del sistema de refrigeración por absorción. Fuente: Elaboración propia.	48
Tabla 28: Presentación de los datos iniciales para el condensador (HEX 2) del ciclo principal del sistema de refrigeración por absorción. Fuente: Elaboración propia.	49
Tabla 29: Presentación de los datos iniciales para la caldera del ciclo principal del sistema de refrigeración por absorción. Fuente: Elaboración propia.	50
Tabla 30: Presentación de los datos iniciales para el condensador (HEX 3) del ciclo principal del sistema de refrigeración por absorción. Fuente: Elaboración propia.	51
Tabla 31: Presentación de los datos iniciales para el condensador (HEX 1) del ciclo principal del sistema de refrigeración por absorción. Fuente: Elaboración propia.	53
Tabla 32: Presentación de los datos iniciales para la torre de refrigeración del ciclo principal del sistema de refrigeración por absorción. Fuente: Elaboración propia.	55
Tabla 33: Presentación de los datos iniciales para el generador del sistema de refrigeración por absorción. Fuente: Elaboración propia.	57
Tabla 34: Presentación de los datos iniciales para la válvula de expansión 2 del sistema de refrigeración por absorción. Fuente: Elaboración propia.	58
Tabla 35: Presentación de los datos iniciales para el evaporador del sistema de refrigeración por absorción. Fuente: Elaboración propia.	59
Tabla 36: Presentación de los datos iniciales para el evaporador del sistema de refrigeración por absorción. Fuente: Elaboración propia.	60



Tabla 37: <i>Presentación de los datos iniciales para la válvula de expansión 3 del sistema de refrigeración por absorción. Fuente: Elaboración propia.</i>	62
Tabla 38: <i>Presentación de los datos iniciales para el absorbedor del sistema de refrigeración por absorción. Fuente: Elaboración propia.</i>	62
Tabla 39: <i>Presentación de los datos iniciales para la bomba de absorción del sistema de refrigeración por absorción. Fuente: Elaboración propia.</i>	64
Tabla 40: <i>Presentación de los parámetros generales del ciclo de refrigeración por absorción. Fuente: Elaboración propia.</i>	65
Tabla 41: <i>Representación de los parámetros económicos empleados en las ecuaciones. Fuente: Elaboración propia.</i>	69
Tabla 42: <i>Presentación de los datos económicos. Fuente: Elaboración propia.</i>	71
Tabla 43: <i>Presentación de los diversos costes anuales para cada uno de los tres sistemas estudiados. Fuente: Elaboración propia.</i>	72
Tabla 44: <i>Presentación del CO₂ extra generado en el sistema de refrigeración por absorción. Fuente: Elaboración propia.</i>	73
Tabla 45: <i>Presentación del CO₂ no emitido equivalente al aprovechar la diferencia de agua de reposición empleada en la torre de refrigeración. Fuente: Elaboración propia.</i>	74
Tabla 46: <i>Resultados termodinámicos y económicos de los tres sistemas estudiados. Fuente: Elaboración propia.</i>	75



Universidad
Carlos III de Madrid

Javier Álvarez Sanz
Mejoras del Ciclo de Rankine usando refrigerantes

CAPÍTULO 1: INTRODUCCIÓN

1.1.- CONTEXTO Y MOTIVACIÓN DEL PROYECTO

El agua es un bien escaso. En este siglo, esta afirmación tiene más sentido que nunca debido a la enorme cantidad de agua que el ser humano necesita cada día para mantener nuestro estilo de vida. Unas de las regiones más afectadas por la escasez de agua es Oriente Medio, región donde abundan los yacimientos de combustibles fósiles, pero no el agua.

De esta manera, un ahorro significativo en la cantidad de agua que se pierde en las centrales de producción de potencia basadas en ciclo Rankine supondría un impacto más que positivo para el futuro de estas regiones.

Las plantas de producción de potencia se caracterizan por gastar una gran cantidad de calor y agua al medio ambiente. Por dar un dato, en Estados Unidos, las plantas de potencia térmicas que emplean combustibles fósiles consumen aproximadamente $1.5 \text{ m}^3/\text{MWh}$ de agua, lo que implica que un 66% del consumo de agua que provoca un impacto medioambiental es provocado por las plantas térmicas de EEUU, sin contar las centrales nucleares ni las plantas hidroeléctricas.

Es por ello, que este proyecto nace con el objeto de reducir dichos consumos de agua mediante la incorporación de dos subsistemas distintos, uno de compresión-evaporación y otro de bomba de absorción de calor, al ciclo de potencia de Rankine inicial.

Al final, se estudiará si las modificaciones realizadas al modelo de partida nos reporta algún beneficio, y si así fuera, comentar cuán importante es dicho beneficio.

1.2.- OBJETIVOS Y ALCANCE

El objetivo de este proyecto es el estudio del ciclo base y de la posible incorporación de dos modificaciones al ciclo de Rankine estándar empleado para la producción de potencia para conseguir reducir el gasto de agua empleado por estas plantas.

Para analizar los diversos diseños, se va estudiar el funcionamiento de cada uno de sus componentes resolviendo las ecuaciones termodinámicas a través del software comercial MATLAB R2016a.

Partiremos de unos valores iniciales bajo los que opera cada componente que se mostrarán al comienzo de cada uno y se irán resaltando a lo largo del proceso del proyecto las variables más trascendentes.

Posteriormente, se realizará un análisis e impacto económico del proyecto viendo su viabilidad e implantación futura.

Una vez realizado todo esto, se llegará a unas conclusiones finales donde se evaluarán las variables termodinámicas relacionadas con el consumo de agua junto con su implicación económica.

CAPÍTULO 2: EL CICLO DE RANKINE Y SUS COMPONENTES

2.1. PRESENTACIÓN CICLO BÁSICO DE RANKINE

Uno de los medios que el ser humano usa para producir energía son los ciclos de potencia, y más concretamente, nos centraremos en el de Rankine.

En este ciclo se transforma el calor aportado en forma de trabajo, que se empleará para producir energía eléctrica. El fluido de trabajo será el agua debido a su alta capacidad de almacenar energía (calor específico), es relativamente abundante y no es tóxica.

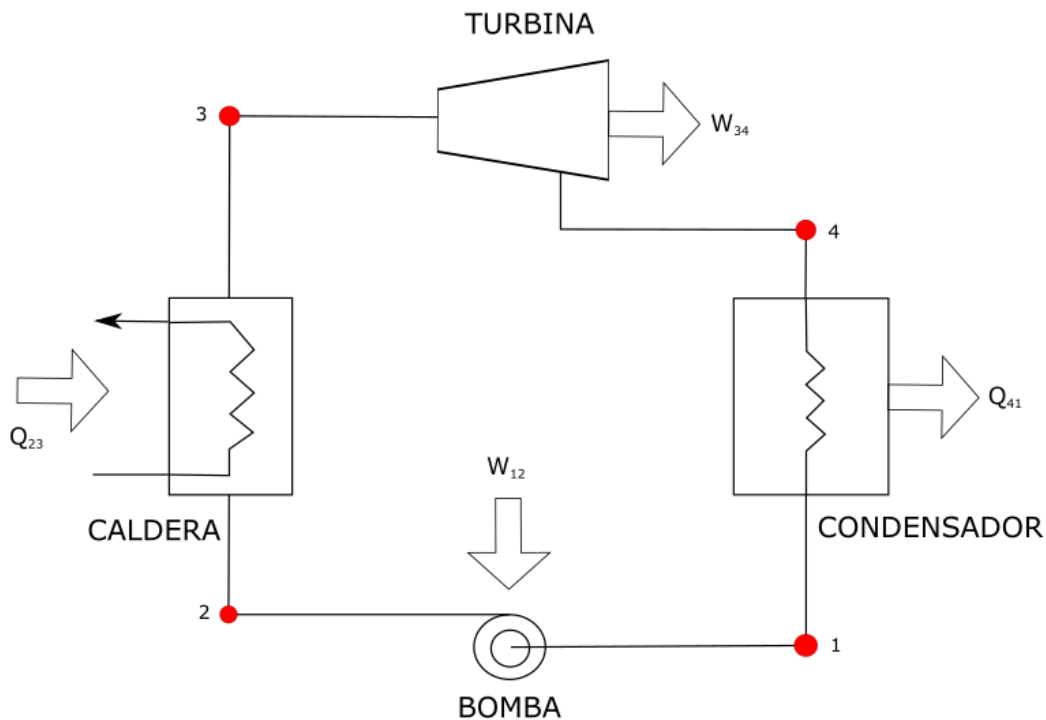


Figura 1: Esquema básico del ciclo Rankine con sus componentes característicos. Fuente: Elaboración propia.

Para empezar a describir nuestro ciclo debemos fijar previamente una serie de hipótesis con el objetivo de simplificar el modelo sin afectar prácticamente en los procesos que intervienen:

- Régimen estacionario.
- La bomba y la turbina se consideran isentrópicas.



- La caldera y el condensador operan a presión constante puesto que despreciamos las pérdidas de carga.
- Despreciamos el término de energía cinética y potencial $\frac{\Delta v^2}{2} + g\Delta z = 0$.

2.2. DESCRIPCIÓN COMPONENTES PRINCIPALES DEL CICLO DE RANKINE

En todo ciclo de Rankine desde el más básico hasta el más complejo estos 4 elementos siempre deben estar presente: bomba, caldera, turbina y condensador. A continuación, vamos a explicar la definición y función de cada uno:

- 1. Bomba:** Máquina hidráulica que se encarga de impulsar, elevar un fluido. Dicho de otra forma, le otorga energía cinética para incrementar su presión, altura y velocidad según la ecuación de Bernoulli.

$$Pe + \frac{1}{2}\rho v^2 + \rho gz = 0$$

Ecuación de Bernoulli

En nuestro ciclo, se encargará de elevar la presión del agua en fase líquida antes de entrar en la caldera. Los balances de masa y energía para un volumen de control que comprenda la bomba, despreciando la transferencia de calor al ambiente nos dan que:

$$\frac{\dot{W}_{12}}{\dot{m}} = h_2 - h_1$$

Siendo \dot{W}_{12}/\dot{m} el trabajo consumido por unidad de masa que pasa por la bomba.



Figura 2: Bomba industrial hidráulica. Fuente: [1]

2. Caldera: Máquina cerrada que se encarga de calentar o evaporar líquidos. El calor proviene del proceso químico exotérmico de la combustión que se aprovecha para calentar el fluido.

Considerando un volumen de control que incluye los límites de la caldera, los balances de masa y energía nos dan que:

$$\frac{\dot{Q}_{23}}{\dot{m}} = h_3 - h_2$$

donde \dot{Q}_{23}/\dot{m} es el flujo de calor transferido mediante la reacción de combustión al fluido de trabajo por unidad de masa que atraviesa la caldera.

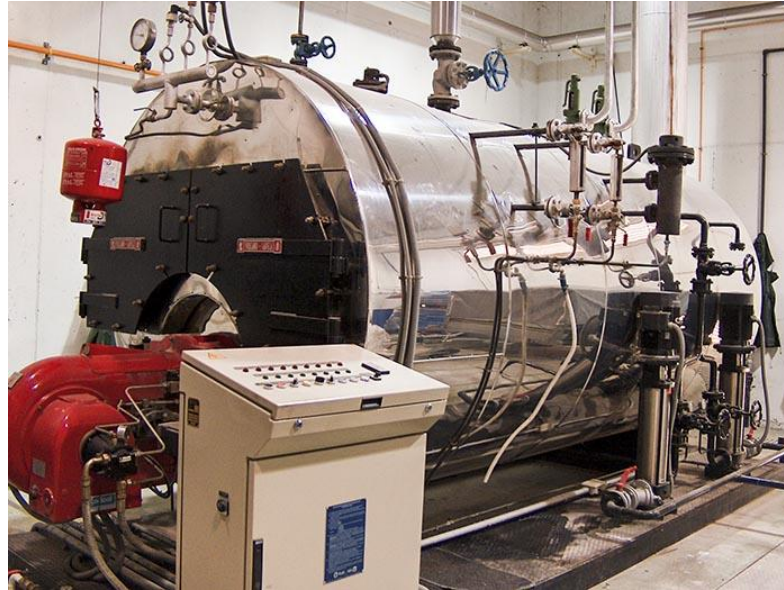


Figura 3: Caldera pirotubular para usos diversos. Fuente: [2]

- 3. Turbina:** Turbomáquina que extrae trabajo del fluido de forma continua. Deben operar con vapor, ya que de lo contrario, los álabes se deteriorarían por el impacto a gran velocidad de pequeñas burbujas sobre su superficie.

En nuestro ciclo, los balances de energía y masa, despreciando el calor transmitido al ambiente, de un volumen de control delimitado por nuestra turbina llegamos a:

$$\frac{\dot{W}_{34}}{\dot{m}} = h_3 - h_4$$

donde \dot{W}_{34}/\dot{m} es el trabajo desarrollado por unidad de masa que circula por la turbina.



Figura 4: Turbina de gas para producción de potencia. Fuente: [3]

- 4. Condensador:** Dispositivo encargado de absorber el calor aportado por un líquido para transformarlo en gas. En nuestro ciclo, los balances de masa y energía para un volumen de control que comprenda los límites del condensador tenemos que:

$$\frac{\dot{Q}_{41}}{\dot{m}} = h_4 - h_1$$

Siendo \dot{Q}_{41}/\dot{m} la energía transferida en forma de calor desde el fluido de trabajo al agua de refrigeración por unidad de masa del fluido de trabajo que atraviesa el condensador.

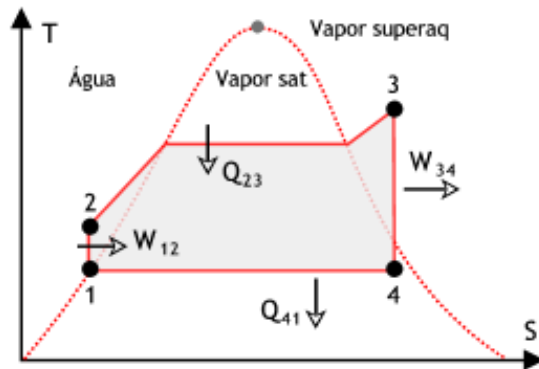


Figura 5: Condensador industrial de agua. Fuente: [4]

2.3. PROCESOS INVOLUCRADOS EN EL CICLO DE RANKINE

En nuestro ciclo de Rankine ideal, donde el fluido de trabajo circula por los diferentes componentes, no existirán irreversibilidades puesto que hemos despreciado las pérdidas de presión en los tubos y hemos impuesto presión constante en la caldera y condensador.

Figura 6: Diagrama T-s de un ciclo Rankine básico. Fuente: [5]



Como podemos observar, el ciclo de Rankine comprende los siguientes procesos:

- I. Proceso 1-2: Compresión isentrópica dentro de la fase líquida. Aumento desde la presión del condensador hasta la presión de la caldera. Aportamos trabajo desde el exterior:

$$\dot{W}_{12} = -\dot{m}(h_2 - h_1)$$

- II. Proceso 2-3: Transmisión de calor hacia el fluido de trabajo a presión constante a través de la caldera:

$$\dot{Q}_{23} = \dot{m}(h_3 - h_2)$$

- III. Proceso 3-4: Expansión isentrópica del fluido de trabajo desde vapor sobrecalentado (para evitar el desgaste por cavitación de los álabes de la turbina) hasta la presión del condensador:

$$\dot{W}_{34} = \dot{m}(h_3 - h_4)$$



- IV. Proceso 4-1: Transmisión de calor desde el fluido de trabajo a presión constante en el condensador, pasando de fase vapor a fase líquida:

$$\dot{Q}_{41} = -\dot{m}(h_4 - h_1)$$

2.4. RENDIMIENTO TÉRMICO DEL CICLO DE RANKINE

El rendimiento térmico indica la cantidad de energía aportada al fluido de trabajo en la caldera que se aprovecha para producir trabajo útil en la turbina.

Primeramente, particularizaremos el 1^{er} principio de la Termodinámica para nuestro ciclo:

$$\frac{dE_{vc}}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} + \dot{m}_e \left(h_e + \frac{1}{2} v_e^2 + g z_e \right) + \dot{m}_s \left(h_s + \frac{1}{2} v_s^2 + g z_s \right)$$

$$0 = \dot{Q}_{23} - \dot{Q}_{41} - (\dot{W}_{34} - \dot{W}_{12})$$

Llegando a:

$$\dot{Q}_{23} - \dot{Q}_{41} = \dot{W}_{34} - \dot{W}_{12}$$

Por tanto, el rendimiento térmico de nuestro ciclo de Rankine será:

$$\eta_t = \frac{Q_a - Q_c}{Q_a} = \frac{\dot{Q}_{23} - \dot{Q}_{41}}{\dot{Q}_{23}} = \frac{\dot{W}_{34} - \dot{W}_{12}}{\dot{Q}_{41}} = \frac{(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)}{h_3 - h_2}$$

siendo:

$Q_a = \dot{Q}_{23}$ = Calor absorbido por el fluido de trabajo

$Q_c = \dot{Q}_{41}$ = Calor cedido por el fluido de trabajo

h_1 = Entalpía del líquido a la entrada de la bomba

h_2 = Entalpía del líquido a la entrada de la caldera

h_3 = Entalpía del vapor sobrecalentado a la entrada de la turbina

h_4 = Entalpía del vapor a la entrada del condensador

Para concluir, analizaremos los rendimientos de nuestra turbina y bomba. Para la turbina:

$$\eta_T = \frac{\dot{W}_{Treal}}{\dot{W}_{Tideal}} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{s4}}$$

donde el numerador es el trabajo real desarrollado por la turbina y el denominador es el trabajo para una expansión isentrópica. Vemos que el efecto de la irreversibilidad en la turbina es el más importante de los dos, puesto que reduce de forma notable el rendimiento del ciclo por ser el trabajo de en la turbina mucho mayor que en la bomba.

Ahora, para la bomba:

$$\eta_B = \frac{\dot{W}_{Bideal}}{\dot{W}_{Breal}} = \frac{h_{s2} - h_1}{h_2 - h_1}$$

donde el numerador representa el trabajo para la compresión isentrópica en la bomba que será menor que el que sería necesario aportar en caso de tratarse de una bomba real, teniendo en cuenta las pérdidas de presión por fricción.

CAPÍTULO 3: CICLO RANKINE ESTÁNDAR DE PRODUCCIÓN DE POTENCIA

3.1.-DESCRIPCIÓN GENERAL DEL CICLO

Las plantas de producción de energía que, típicamente, emplean vapor como fluido de trabajo para obtener energía se componen de dos subsistemas: el propio ciclo Rankine donde obtenemos la energía por medio de una turbina y, por otro lado, un sistema de refrigeración basado en torres de refrigeración de tiro natural.

Primeramente, el vapor sobrecalentado se hace circular por la turbina a la cual se le realizan dos sangrados, dividiendo a esta en tres partes: turbina de alta, media y baja presión.

El primer sangrado se realiza a la presión de alta en el estado 9, y el vapor sobrecalentado es llevado a un feed-heater cerrado en donde se condensará y cederá calor al agua que circula por la otra parte del feed-heater justo antes de entrar ésta a la caldera (estado 5).

El segundo sangrado se produce a la presión intermedia del estado 10, donde una fracción del vapor sobrecalentado es conducida a un feed-heater abierto y servirá de fuente de calor para los dos flujos entrantes restantes, provenientes del condensador (estado 2) y de la realimentación del feed-heater cerrado (estado 7).

Una vez que el vapor sobrecalentado que circula por la turbina alcanza la condición de vapor saturado en el estado 11 a la presión de baja, se hace pasar por un condensador en el cual adquiere las condiciones de líquido saturado en el estado 1. El calor rechazado en el condensador es absorbido por la corriente de agua que circula por la torre de refrigeración, donde después se rociará en contracorriente con una corriente de aire seco, alcanzando el agua condensada una temperatura cercana a la del bulbo húmedo y transfiriendo masa de agua líquida a la corriente de aire, alcanzando la condición de aire caliente saturado del estado 13. La masa de agua evaporada y transferida al aire seco, se recuperará por medio de un flujo másico de realimentación que se añade justo a la entrada del condensador junto con la masa de agua restante saliente de la torre de refrigeración en el estado 15.

Por otro lado, el líquido saturado del estado 1 se bombea alcanzando la presión del feed-heater abierto en el estado 2 mezclándose con las dos corrientes descritas anteriormente.

A continuación, en el estado 3 tras salir del feed-heater abierto el flujo de agua es de nuevo bombeado hasta alcanzar la presión de la turbina de alta (estado 8), donde se introduce en el feed-heater abierto y recoge el calor aportado por el vapor sobrecalentado del primer sangrado. Dicho vapor sobrecalentado alcanza condiciones de saturación (estado 6), y es

conducido a una válvula de expansión, para después servir de realimentación (estado 7) del feed-heater abierto.

Para terminar el ciclo, desde el estado 5, el flujo de agua se introduce a la caldera alimentada por una corriente de combustible que, en nuestro caso, se trata de gas natural, calentando al agua hasta alcanzar la condición de vapor sobrecalentado del estado 8, justo antes de entrar a la turbina.

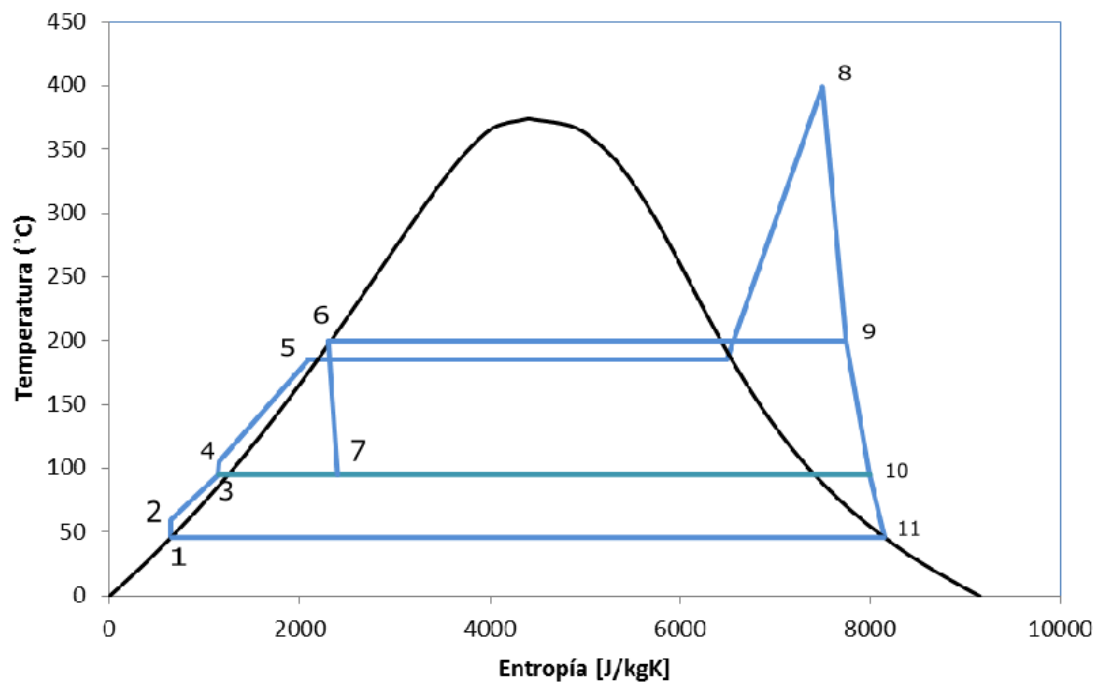


Figura 7: Diagrama T-s para el ciclo de Rankine estándar. Fuente: Elaboración propia.

3.2.-MODELADO TERMODINÁMICO DE LOS DISTINTOS COMPONENTES

Para abordar el cálculo y resolución de las ecuaciones mostradas en este capítulo se ha recurrido al código comercial MATLAB R2016a que, además, nos permitirá observar como los distintos cambios que vamos introduciendo en nuestro sistema afectan a los valores de nuestras variables termodinámicas.

Este software comercial también será empleado en los sistemas restantes que se presentarán en los dos siguientes capítulos.

3.2.1. CONDICIONES GENERALES COMUNES A LOS 3 SISTEMAS

Se van a asumir ciertas propiedades termodinámicas tanto para este sistema, como para los 2 siguientes, que en:

- Todos los sistemas operan bajo condiciones de régimen estacionario.
- Todos los intercambiadores de calor, junto con la caldera se consideran isobáricos.
- La concentración de la mezcla de agua/bromuro de litio es igual a cero en la fase vapor del sistema que incluye la bomba de absorción de calor.
- La concentración de la mezcla de agua/bromuro de litio en el intercambiador de calor de absorción y en el generador se encuentra saturada.
- El refrigerante del circuito que incluye al refrigerador se encuentra saturado a la salida del evaporador y del condensador.
- Las pérdidas por conducción de calor y por caídas de presión no se consideran en tuberías y el resto de componentes.
- La torre de refrigeración del sistema es modelada como una de tiro natural con flujo en contracorriente.
- El flujo másico de agua empleado en la torre de refrigeración se considera constante.
- Se desprecian las pérdidas de calor por conducción a través de las paredes de la torre de refrigeración.
- El número de Lewis para el aire húmedo es igual a la unidad.
- El aire se encuentra saturado a la salida del empaquetamiento.

3.2.2. ECUACIONES TERMODINÁMICAS

Para comenzar, vamos a estudiar las ecuaciones de la turbina para nuestro sistema de ciclo Rankine de producción de potencia:

3.2.2.1. TURBINA

A nuestra turbina entra el flujo másico de vapor proveniente de la caldera y salen los flujos másicos de los dos sangrados a las presiones de alta y media, junto con el vapor saturado a la presión de baja.

Variables involucradas	Valor numérico
Gasto másico en la instalación (m_{spp})	3.169 kg/s
Fracción de gasto másico del 1 ^{er} sangrado (y)	0.177
Fracción de gasto másico del 2 ^o sangrado (z)	0.0352
Temperatura a la entrada (T_8)	400°C
Presión a la entrada (P_8)	8000 kPa
Presión de la turbina de alta (P_9)	800 kPa
Presión de la turbina de media (P_{10})	60 kPa
Presión de la turbina de baja (P_{11})	10 kPa
Rendimiento de la turbina (η_{turb})	85 %

Tabla 1: Presentación de los datos iniciales para la turbina. Fuente: Elaboración propia.

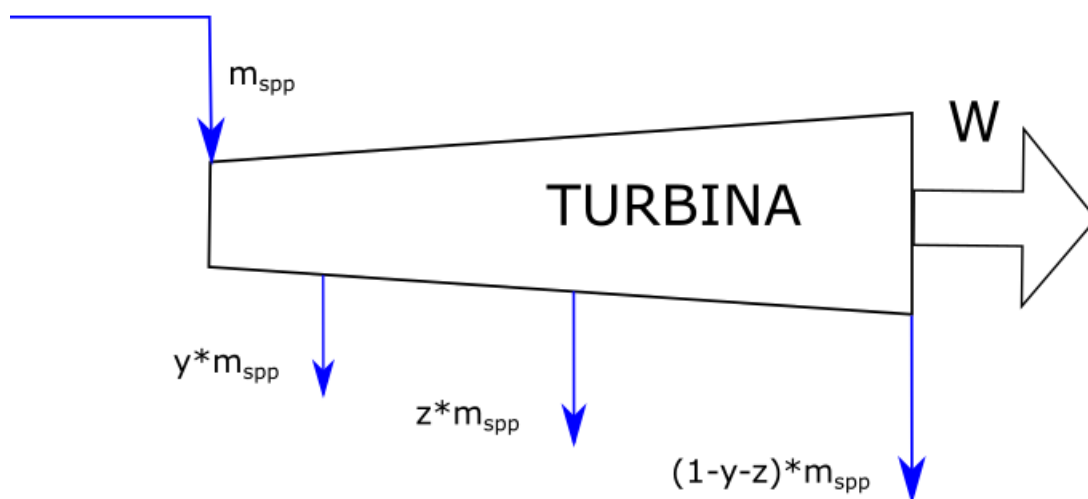


Figura 8: Flujos másicos de entrada y salida en la turbina. Fuente: Elaboración propia.

El trabajo realizado por la turbina será:

$$\dot{W}_{turb} = \dot{m}_{SPP} \cdot [h_8 - (y \cdot h_9 + z \cdot h_{10} + (1 - y - z) \cdot h_{11})] \quad (1)$$

$$(\eta_{turb})_{hp} = \frac{h_8 - h_9}{h_8 - h_{9s}} \quad (2)$$

donde h , y $(\eta_{turb})_{hp}$ son la entalpía específica y el rendimiento isentrópico de la turbina para la zona de alta presión, que será igual al rendimiento en las zonas de intermedia y baja presión. Por último, \dot{W}_{turb} se trata del trabajo realizado por la turbina.

3.2.2.2. BOMBAS

Ambas bombas, tanto la de condensación como la de impulsión, se encargan de aumentar la presión de nuestro fluido de trabajo primero hasta alcanzar la presión del feed-heater abierto, y después, mediante la de impulsión, alcanzamos la presión de operación del feed-heater cerrado.

Variables involucradas	Valor numérico
Gasto másico circulante ($\dot{m}_{SPP} \cdot (1 - y - z)$)	2.4965 kg/s
Presión de entrada (P1)	10 kPa
Presión de salida (P2)	60 kPa
Volumen específico (v)	$10^{-3} \text{ m}^3/\text{kg}$
Rendimiento de la bomba (η_{bomb})	90 %

Tabla 2: Presentación de los datos iniciales para la bomba de condensado. Fuente: Elaboración propia.

Las ecuaciones empleadas para modelar la bomba de condensado son las siguientes:

$$\dot{W}_{bomb} = \frac{\dot{m}_{SPP} \cdot (1 - y - z) \cdot v \cdot (P_2 - P_1)}{\eta_{bomb}} \quad (3)$$

$$\dot{W}_{bomb} = \dot{m}_{SPP} \cdot (1 - y - z) \cdot (h_2 - h_1) \quad (4)$$

donde \dot{W}_{bomb} es el trabajo suministrado para hacer funcionar la bomba y el resto de variables ya se encuentran definidos en el apartado anterior (2.2.2.1) y en la tabla 2.

Por otro lado, ahora nos centramos en la bomba de impulsión situada entre los feed-heaters.

Variables involucradas	Valor numérico
Gasto másico circulante (m_{SPP})	3.169 kg/s
Presión de entrada (P3)	60 kPa
Presión de salida (P4)	8000 kPa
Volumen específico (v)	$10^{-3} \text{ m}^3/\text{kg}$
Rendimiento de la bomba (η_{bomb})	90 %

Tabla 3: Presentación de los datos iniciales para la bomba de impulsión. Fuente: Elaboración propia.

Las ecuaciones empleadas son (3) y (4) de la bomba anterior, con la diferencia de que donde antes había un subíndice 2 ahora será un 4 y lo mismo para el subíndice 1, donde ahora habría que poner un 3. Además, el gasto másico ahora sería m_{SPP} .

3.2.2.3. FEED-HEATERS

En este apartado vamos a estudiar los balances de masa y energía que se producen tanto en el feed-heater abierto como en el cerrado.

En el feed-heater abierto, los flujos másicos entrantes (estados 2,7 y 10) junto con el saliente (estado 3) se encuentran a la misma presión ya que, a diferencia del cerrado, se produce la mezcla de las corrientes entrantes.

Variables involucradas	Valor numérico
Gasto másico entrante \dot{m}_2	2.4965 kg/s
Gasto másico entrante \dot{m}_7	0.5609 kg/s
Gasto másico entrante \dot{m}_{10}	0.1115 kg/s
Gasto másico saliente \dot{m}_3	3.1690 kg/s
Entalpía específica h_2	$1.9186 \cdot 10^2 \text{ kJ/kg}$
Entalpía específica h_7	$7.2081 \cdot 10^2 \text{ kJ/kg}$
Entalpía específica h_{10}	$2.2344 \cdot 10^3 \text{ kJ/kg}$
Entalpía específica h_3	$3.5991 \cdot 10^2 \text{ kJ/kg}$

Tabla 4: Presentación de los datos iniciales para el feed-heater abierto o desaireador. Fuente: Elaboración propia.

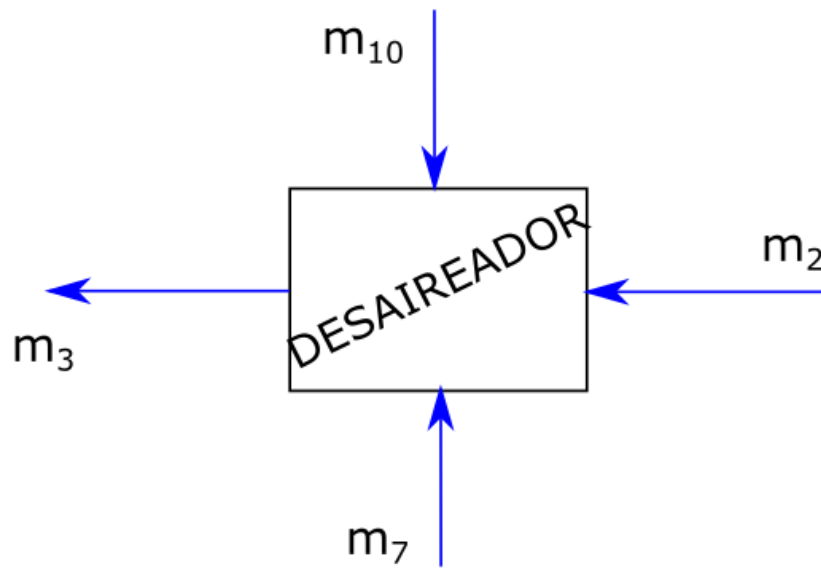


Figura 9: Flujos másicos de entrada y salida en el feed-heater abierto o desaireador. Fuente: Elaboración propia.

Las ecuaciones para los balances de masa y energía son:

$$\sum_{i=1}^n (\dot{m}_i)_{in} = \sum_{j=1}^m (\dot{m}_j)_{out}$$

$$\dot{m}_2 + \dot{m}_7 + \dot{m}_{10} = \dot{m}_3 \quad (5)$$

$$\sum_{i=1}^n (\dot{m}_i \cdot h_i)_{in} = \sum_{j=1}^m (\dot{m}_j \cdot h_j)_{out}$$

$$\dot{m}_2 \cdot h_2 + \dot{m}_7 \cdot h_7 + \dot{m}_{10} \cdot h_{10} = \dot{m}_3 \cdot h_3 \quad (6)$$

Respecto al feed-heater cerrado los flujos que intervienen corresponden al vapor sobrecalentado del estado 9 que tras transferir el calor latente de cambio de fase al agua, sale del feed-heater cerrado en el estado 6. Por otro lado, el agua entra con las condiciones del estado 4, absorbe el calor latente, y sale en el estado 5.

Variables involucradas	Valor numérico
Gasto másico entrante \dot{m}_4	3.1690 kg/s
Gasto másico entrante \dot{m}_9	0.5609 kg/s
Gasto másico saliente \dot{m}_5	3.1690 kg/s
Gasto másico saliente \dot{m}_6	0.5609 kg/s
Entalpía específica h_4	$3.6873 \cdot 10^2$ kJ/kg
Entalpía específica h_9	$2.7124 \cdot 10^3$ kJ/kg
Entalpía específica h_5	$7.2125 \cdot 10^3$ kJ/kg
Entalpía específica h_6	$7.2081 \cdot 10^2$ kJ/kg

Tabla 5: Presentación de los datos iniciales para el feed-heater cerrado. Fuente: Elaboración propia.

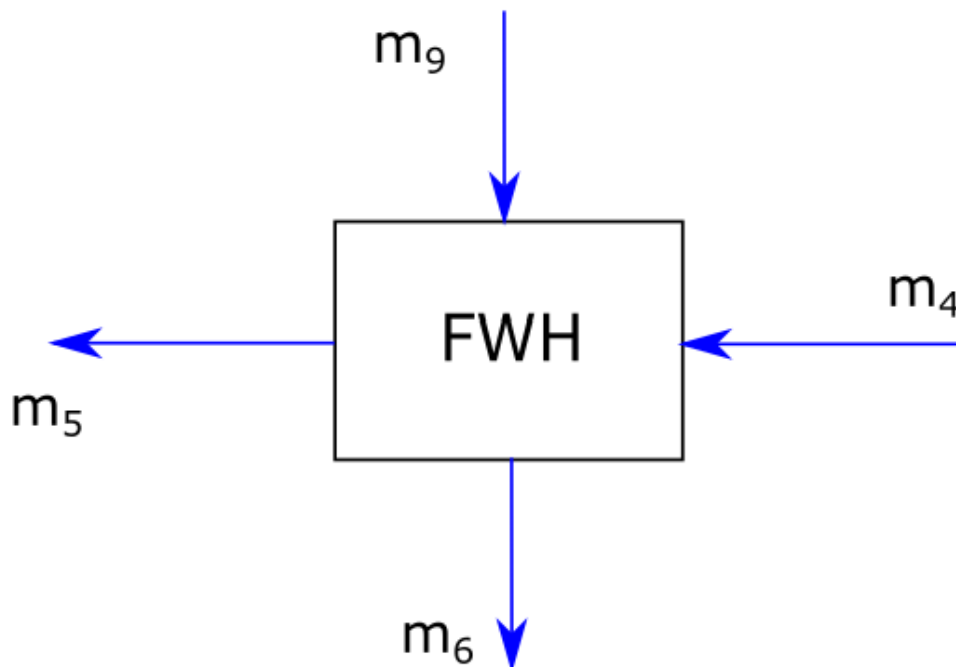


Figura 10: Flujos másicos de entrada y salida en el feed-heater cerrado. Fuente: Elaboración propia.

Los balances de masa y energía serán similares a las ecs (5) y (6).

$$\dot{m}_4 + \dot{m}_9 = \dot{m}_5 + \dot{m}_6 \quad (7)$$

$$\dot{m}_4 \cdot h_4 + \dot{m}_9 \cdot h_9 = \dot{m}_5 \cdot h_5 + \dot{m}_6 \cdot h_6 \quad (8)$$

3.2.2.4. VÁLVULA DE EXPANSIÓN

La válvula de expansión se encarga de expandir el fluido desde el estado 6 hasta el 7, para poder introducir el flujo en el feed-heater abierto, mezclándose con las corrientes 2 y 10.

Variables involucradas	Valor numérico
Flujo másico circulante ($\dot{m}_{SPP} \cdot y$)	0.5609 kg/s
Entalpía específica (h6)	$7.2081 \cdot 10^2$ kJ/kg
Entalpía específica (h7)	$7.2081 \cdot 10^2$ kJ/kg

Tabla 6: Presentación de los datos iniciales para la válvula de expansión. Fuente: Elaboración propia.

Debido a la suposición inicial de que la válvula opera bajo régimen estacionario, imponemos que:

$$h_{in} = h_{out} = h_6 = h_7 \quad (9)$$

$$(\dot{m}_{valv})_{in} = (\dot{m}_{valv})_{out} = \dot{m}_6 = \dot{m}_7 \quad (10)$$

3.2.2.5. CALDERA

La caldera se encarga de suministrar calor a la corriente de agua que se encuentra en el estado 5 para que alcance el estado 8 justo antes de entrar a la turbina. El combustible que emplea la caldera es gas natural que se diseña como una corriente de calor que entra al componente con las condiciones del estado 31 y sale con las del 32.

Variables involucradas	Valor numérico
Flujo másico circulante (\dot{m}_{SPP})	3.1690 kg/s
Temperatura flujo gas natural entrante (T31)	500°C
Presión flujo gas natural saliente (P31)	101 kPa
Poder calorífico inferior gas natural (LHV_{comb})	47.966 kJ/kg
Eficiencia de la caldera (ε_{cal})	90 %
Entalpía específica agua (h5)	$7.2125 \cdot 10^2$ kJ/kg
Entalpía específica agua (h8)	$3.1394 \cdot 10^3$ kJ/kg

Tabla 7: Presentación de los datos iniciales para la caldera. Fuente: Elaboración propia.

Las ecuaciones que intervienen en la caldera se presentan a continuación:

$$\dot{Q}_{in} = \dot{m}_{SPP} \cdot (h_8 - h_5) \quad (11)$$

$$\dot{Q}_{in} = \dot{m}_{comb} \cdot LHV_{comb} \quad (12)$$

$$\varepsilon_{cald} = \frac{T_{31} - T_{32}}{T_{31} - T_{c,in}} \quad (13)$$

donde, \dot{Q}_{in} es el flujo calor suministrado por el combustible al agua, \dot{m}_{comb} es el flujo másico de la corriente de calor externa. Por último, $T_{c,in}$ es la temperatura de entrada de la corriente más fría que en nuestro sistema sería la del agua.

3.2.2.6. CONDENSADOR (HEX1)

El condensador, representado como HEX1 en el diagrama del ciclo, tiene como objetivo provocar el cambio de fase del vapor saturado a líquido saturado. Es decir, pasar del estado 11 al 1. El calor rechazado, será absorbido por una corriente de agua a menor temperatura que entra con las condiciones del estado 15 y sale más caliente al estado 14, para luego enfriarse en la torre de refrigeración de tiro natural.

Variables involucradas	Valor numérico
Flujo másico circulante ($\dot{m}_{SPP} \cdot (1 - y - z)$)	2.4965 kg/s
Entalpía específica vapor saturado (h11)	$2.0588 \cdot 10^3$ kJ/kg
Entalpía específica líquido saturado (h1)	$1.9181 \cdot 10^2$ kJ/kg
Temperatura de condensación (T_{cond})	45,95°C
Temperatura entrada agua más fría (T15)	25°C
Eficiencia del condensador (ε_{cond})	90 %

Tabla 8: Presentación de los datos iniciales para el condensador (HEX1). Fuente: Elaboración propia.

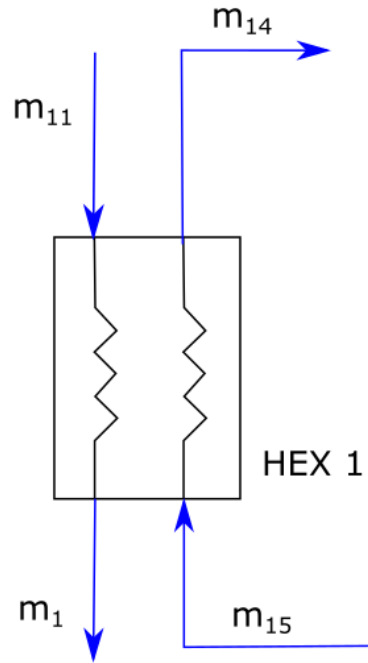


Figura 11: Flujos másicos de entrada y salida en el condensador (HEX1). Fuente: Elaboración propia.

Las ecuaciones que hemos planteado para resolver el condensador son las siguientes:

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_{SPP} \cdot (1 - y - z) \cdot (h_{11} - h_1) \quad (14)$$

$$\varepsilon_{cond} = \frac{TTD}{T_{h,in} - T_{c,in}} \quad (15)$$

donde TTD es la diferencia de temperaturas entre la temperatura de condensación y la temperatura del agua en el estado 14. Asimismo, $T_{h,in}$ y $T_{c,in}$ es el valor de las temperaturas de entrada de la corriente caliente y el valor de entrada de la corriente fría respectivamente.

3.2.2.7. TORRE DE REFRIGERACIÓN DE TIRO NATURAL

La torre de refrigeración tiene como misión enfriar el agua que recibe de la salida del condensador en el estado 14 y llevarlo de nuevo al estado 15 para poder volver a absorber el calor de condensación. A lo largo de la torre, la masa evaporada de agua será transferida al aire, saliendo saturado al ambiente en el estado 13.

Variables involucradas	Valor numérico
Flujo de calor de condensación (\dot{Q}_{cond})	$4.6610 \cdot 10^3$ kW
Temperatura entrada al condensador (T15)	25°C
Temperatura salida del condensador (T14)	43.86°C
Temperatura de bulbo húmedo ($T_{wb,12}$)	21°C
Temperatura de bulbo seco ($T_{db,12}$)	25°C
Temperatura de bulbo húmedo ($T_{db,13}$)	30°C
Calor específico del agua a presión constante (C_{pw})	4.18 kJ/kg·K
Entalpía específica aire a la entrada ($h_{a,in}$)	$6.0889 \cdot 10^1$ kJ/kg
Entalpía específica aire a la salida ($h_{a,out}$)	$1.0001 \cdot 10^2$ kJ/kg
Relación de humedades entrada aire ($w_{a,in}$)	0.0140 kg _{agua} /kg _{aire seco}
Relación de humedades salida aire ($w_{a,out}$)	0.0273 kg _{agua} /kg _{aire seco}

Tabla 9: Presentación de los datos iniciales para la torre de refrigeración. Fuente: Elaboración propia.

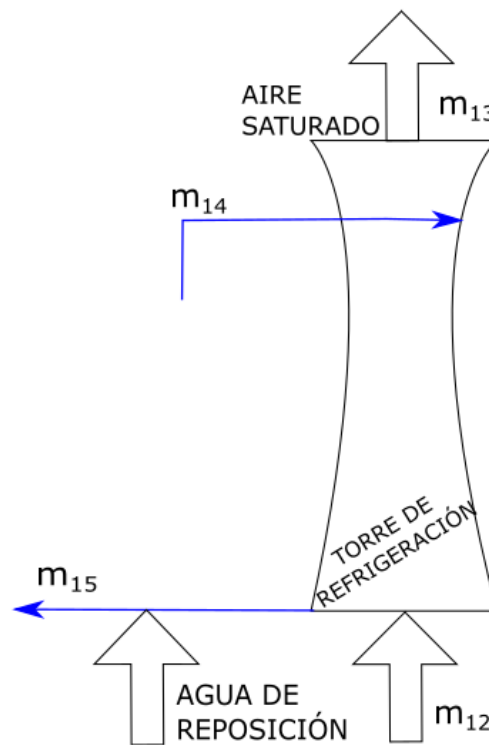


Figura 12: Flujos másicos de entrada y salida en la torre de refrigeración de tiro natural. Fuente: Elaboración propia.

Las ecuaciones que rigen el funcionamiento de la torre son:

$$\dot{m}_{torre} = \frac{\dot{Q}_{cond}}{C_{pw} \cdot (T_{14} - T_{15})} \quad (16)$$

$$\dot{m}_{aire} = \frac{\dot{Q}_{cond}}{(h_{a,out} - h_{a,in})} \quad (17)$$

$$\dot{m}_{realim} = \dot{m}_{aire} \cdot (w_{a,out} - w_{a,in}) \quad (18)$$

donde, \dot{m}_{torre} y \dot{m}_{aire} es el gasto másico de agua y aire que discurre por la torre. Por otro lado, \dot{m}_{realim} es el gasto másico de agua que es necesario introducir a la salida de la torre para compensar el que ha sido transferido al aire y que, es el parámetro que tomaremos como referencia para evaluar si es un sistema es más viable que otro en función de su gasto de realimentación es mayor o menor.

3.3.-PARÁMETROS TERMODINÁMICOS GENERALES DEL CICLO

Tras resolver las ecuaciones para cada uno de nuestros componentes, vamos a presentar cada uno de los parámetros representativos de nuestro ciclo de potencia de Rankine tales como su rendimiento, flujo de calor necesario en la caldera y gasto másico de reposición en la torre de refrigeración.

Parámetro termodinámico	Valor numérico
Rendimiento del ciclo (η_{ciclo})	39.15 %
Flujo de calor caldera (\dot{Q}_{in})	$7.6630 \cdot 10^3$ kW
Trabajo neto ciclo (\dot{W}_{neto})	$3 \cdot 10^3$ kW
Gasto másico reposición (\dot{m}_{rep})	1.584 kg/s

Tabla 10: Presentación de los parámetros generales del ciclo. Fuente: Elaboración propia.

Para calcular el rendimiento del ciclo dividimos el trabajo neto entre el flujo de calor aportado:

$$\eta_{ciclo} = \frac{\dot{W}_{neto}}{\dot{Q}_{in}} \quad (19)$$

Como podemos observar, nuestro rendimiento se encuentra entre los valores típicos para las centrales de potencia basadas en un ciclo Rankine (35%-40%), y el gasto másico de agua de realimentación empleado en reponer la que se perdió en la torre de refrigeración por evaporación nos servirá de referencia para las dos variantes siguientes de nuestro ciclo de Rankine, buscando minimizar el gasto de agua.

CAPÍTULO 4: CICLO RANKINE DE PRODUCCIÓN DE POTENCIA USANDO VAPOR CON COMPRESIÓN- REFRIGERACIÓN

4.1.-DESCRIPCIÓN GENERAL DEL CICLO

La idea de implementar un sistema de compresión-refrigeración en el ciclo anterior es debido al objetivo de tratar de aprovechar el calor rechazado en el condensador en un evaporador y mover a continuación un compresor.

Esto implica que contaremos con tres subsistemas en nuestro ciclo: el del ciclo combinado que sigue el orden turbina-condensador (HEX 1)-caldera, el del refrigerante que circula por el evaporador-compresor-condensador (HEX 2) y el del agua que circula por la torre de refrigeración.

A diferencia del ciclo de Rankine estándar, aquí hemos eliminado el primer sangrado a presión de alta de la turbina junto con el feed-heater cerrado. Esto provoca que ahora tengamos mayor gasto másico de vapor circulando por la turbina, y esa potencia en exceso será empleado para mover el compresor.

Por otro lado, el evaporador (HEX 2) se colocará entre la salida de la turbina y la entrada al condensador (HEX 1). Como hemos dicho, su instalación está motivada por el aprovechamiento del calor que posee el vapor saturado a la salida de la turbina. Además, al disiparse parte del calor antes de llegar al condensador, se pretende conseguir que la carga de agua necesaria en la torre de refrigeración sea tan pequeña como sea posible.

La misión del condensador del subsistema por el que circula el refrigerante, es el de suministrar calor al ciclo combinado que se encuentra en condiciones del estado 5 y elevar la temperatura del agua hasta alcanzar el estado 34. De esta forma se consigue que se disminuya el flujo de calor aportado por el combustible de la caldera, que volverá a ser gas natural.

Por lo tanto, como hemos comentado, en este sistema se eliminará el primer sangrado de la turbina operando a la presión de alta y ahora, esta última solo tendrá un sangrado a la presión de media (estado 10) que dicho vapor sobrecalentado se enfriará y cambiará de fase por medio del feed-heater abierto. Por último, a la salida de la turbina a la presión de baja (estado 11) el vapor saturado cederá parte de su calor al evaporador (HEX 3) y el resto del calor de condensación será absorbido por el condensador del ciclo combinado (HEX 1).

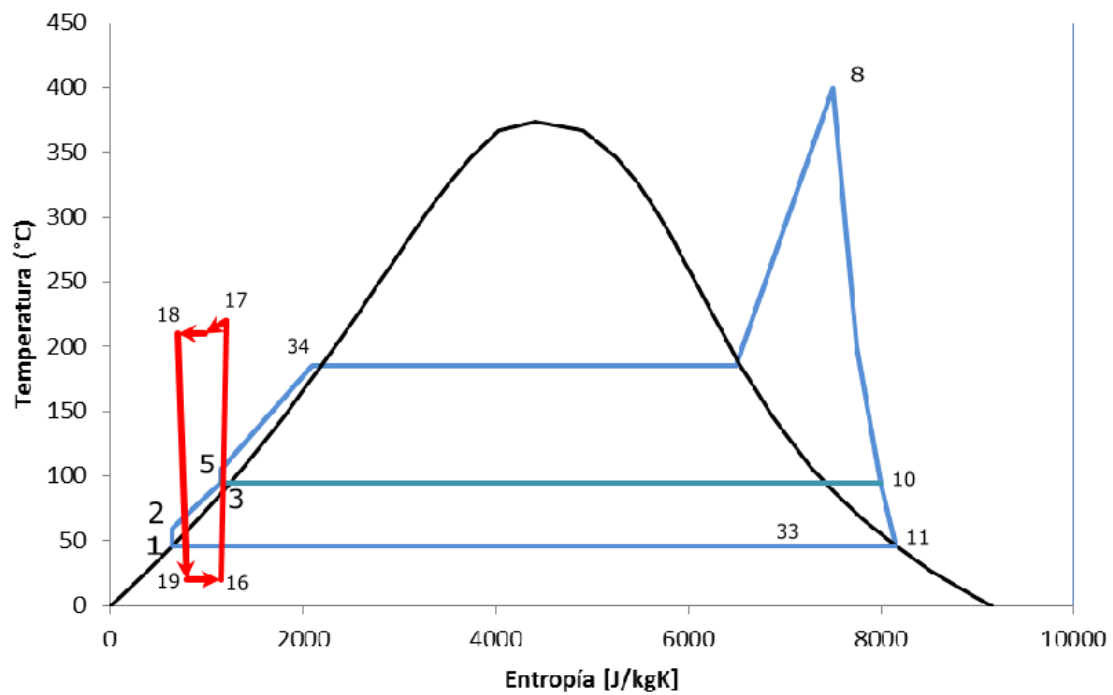


Figura 13: Diagrama T-s del ciclo de vapor compresión-refrigeración. Las líneas rojas corresponden al subsistema de compresión-refrigeración. Fuente: Elaboración propia.

4.2.-MODELADO TERMODINÁMICO DE LOS DISTINTOS COMPONENTES

4.2.1. ECUACIONES TERMODINÁMICAS CICLO PRINCIPAL Y TORRE DE REFRIGERACIÓN

Para estudiar los distintos componentes que forman los dos subsistemas del ciclo combinado y el de la torre de refrigeración haremos uso de las ecuaciones presentadas en el capítulo anterior junto con alguna específica del ciclo de compresión-regeneración.

4.2.1.1. TURBINA

En este caso, solo tendremos un sangrado a la presión intermedia de la turbina que conduce el vapor sobrecalentado al feed-heater abierto con condiciones del estado 10. Como antes, a la entrada de la turbina tenemos vapor sobrecalentado en estado 8 que recorre la turbina y sale de ella a la presión de bajo en el estado 11.

Variables involucradas	Valor numérico
Gasto másico en la instalación (\dot{m}_{spp})	3.207 kg/s
Fracción de gasto másico del sangrado (z)	0.0795
Temperatura a la entrada (T_8)	400°C
Presión a la entrada (P_8)	8000 kPa
Presión de la turbina de media (P_{10})	60 kPa
Presión de la turbina de baja (P_{11})	10 kPa
Rendimiento de la turbina (η_{turb})	85 %

Tabla 11: Presentación de los datos iniciales para la turbina. Fuente: Elaboración propia.

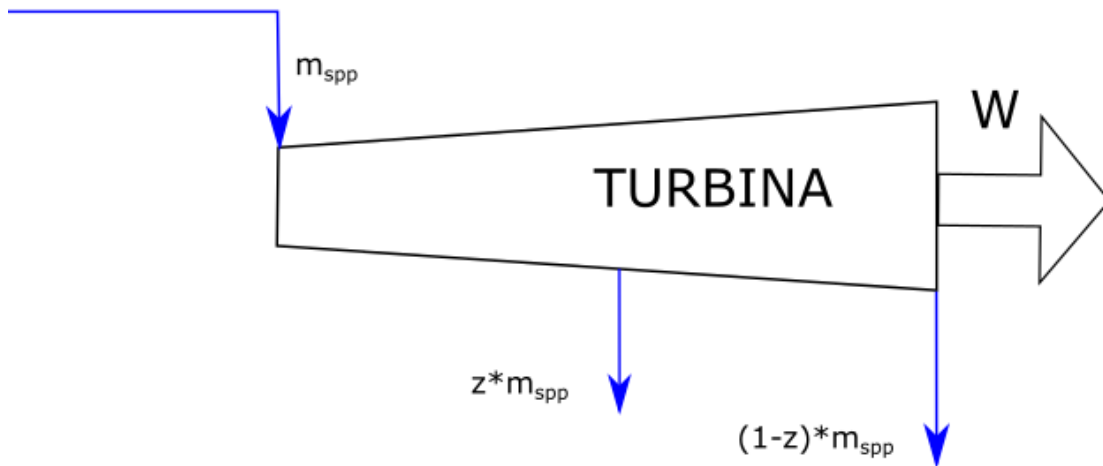


Figura 14: Flujos másicos de entrada y salida en la turbina. Fuente: Elaboración propia.

Las ecuaciones que rigen el funcionamiento de la turbina serán similares a las del capítulo anterior:

$$\dot{W}_{turb} = \dot{m}_{spp} \cdot [h_8 - (z \cdot h_{10} + (1 - z) \cdot h_{11})] \quad (20)$$

$$(\eta_{turb})_{ip} = \frac{h_8 - h_{10}}{h_8 - h_{10s}} \quad (21)$$

Como se puede observar, en la ecuación (21), a diferencia de la ecuación (2), utilizamos el rendimiento en la zona de presión intermedia, es decir, cuando se realiza el primer sangrado.

4.2.1.2. BOMBAS

Como en nuestro sistema anterior, tendremos dos bombas en el ciclo combinado: la que situada tras el condensador o de condensación y la bomba de impulsión a la caldera. Ambas se encargan de aumentar la presión de nuestro fluido de trabajo primero hasta alcanzar la presión del feed-heater abierto, y después, mediante la de impulsión, llegar a la presión de alta a la que opera la turbina y la caldera, junto con el condensador del circuito de refrigeración.

Primeramente, evaluaremos la bomba de condensación:

Variables involucradas	Valor numérico
Gasto másico circulante ($m_{SPP} \cdot (1 - z)$)	2.9520 kg/s
Presión de entrada (P1)	10 kPa
Presión de salida (P2)	60 kPa
Volumen específico (v)	$1.49 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{kg}$
Rendimiento de la bomba (η_{bomb})	90 %

Tabla 12: Presentación de los datos iniciales para la bomba de condensado. Fuente: Elaboración propia.

Tendremos las mismas ecuaciones para diseñar la bomba que las empleadas previamente, es decir, las ecs. (3) y (4).

Por otro lado, ahora nos centramos en la bomba de impulsión situada entre el feed-heater abierto y el HEX 2.

Variables involucradas	Valor numérico
Gasto másico circulante (m_{SPP})	3.207 kg/s
Presión de entrada (P3)	60 kPa
Presión de salida (P5)	8000 kPa
Volumen específico (v)	$1.49 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{kg}$
Rendimiento de la bomba (η_{bomb})	90 %

Tabla 13: Presentación de los datos iniciales para la bomba de impulsión. Fuente: Elaboración propia.

Las ecuaciones empleadas serán nuevamente la (3) y (4) pero con la diferencia de que donde antes había un subíndice 2 ahora habrá un 5 y lo mismo para el subíndice 1, donde ahora habría que poner un 3. Además, el gasto másico pasaría a ser m_{SPP} .

4.2.1.3. FEED-HEATER ABIERTO O DESAIREADOR

Este componente tendrá dos corrientes de entrada y una de salida operando bajo la misma presión. Los flujos de entrada provienen desde la turbina a presión intermedia en el estado 10 y desde la salida de la bomba de condensado en el estado 2.

Variables involucradas	Valor numérico
Gasto másico entrante \dot{m}_2	2.4965 kg/s
Gasto másico entrante \dot{m}_7	0.5609 kg/s
Gasto másico entrante \dot{m}_{10}	0.1115 kg/s
Gasto másico saliente \dot{m}_3	3.1690 kg/s
Entalpía específica h_2	$1.9186 \cdot 10^2$ kJ/kg
Entalpía específica h_7	$7.2081 \cdot 10^2$ kJ/kg
Entalpía específica h_{10}	$2.2344 \cdot 10^3$ kJ/kg
Entalpía específica h_3	$3.5991 \cdot 10^2$ kJ/kg

Tabla 14: Presentación de los datos iniciales para el feed-heater abierto o desaireador. Fuente: Elaboración propia.

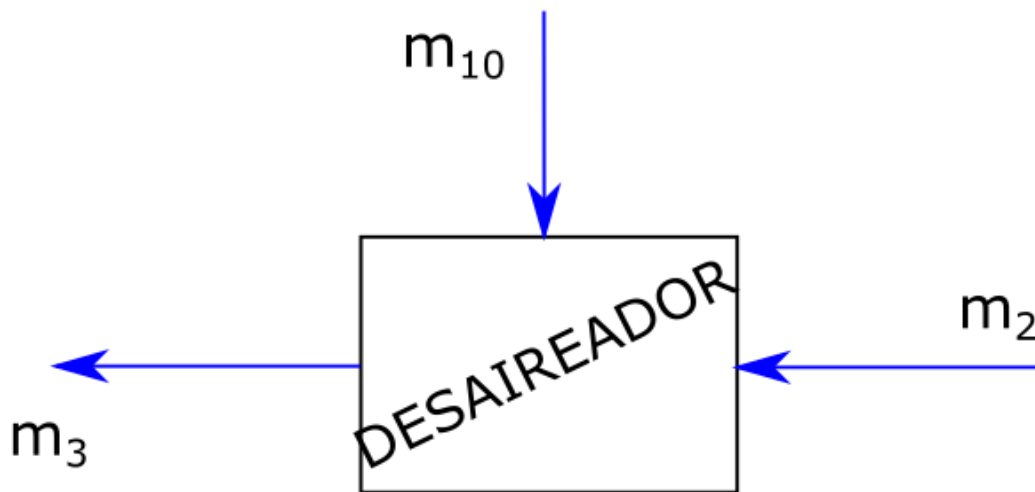


Figura 15: Flujos másicos de entrada y salida en el feed-heater abierto o desaireador. Fuente: Elaboración propia.

Realizaremos un balance de masa y energía de igual forma que en el sistema anterior:

$$\sum_{i=1}^n (\dot{m}_i)_{in} = \sum_{j=1}^m (\dot{m}_j)_{out}$$

$$\dot{m}_2 + \dot{m}_{10} = \dot{m}_3 \quad (22)$$

$$\sum_{i=1}^n (\dot{m}_i \cdot h_i)_{in} = \sum_{j=1}^m (\dot{m}_j \cdot h_j)_{out}$$

$$\dot{m}_2 \cdot h_2 + \dot{m}_{10} \cdot h_{10} = \dot{m}_3 \cdot h_3 \quad (23)$$

4.2.1.4. CALDERA

El objetivo de la caldera será aportar calor al agua para llevarla a las condiciones de vapor sobrecalentado del estado 8 por medio de una fuente externa de calor que, como antes, se empleará gas natural. Dicho combustible se diseñará como una corriente de calor que entra a la caldera en el estado 31 y sale con las condiciones del estado 32.

Variables involucradas	Valor numérico
Flujo másico circulante (\dot{m}_{SPP})	3.207 kg/s
Poder calorífico inferior gas natural (LHV_{comb})	47.966 kJ/kg
Entalpía específica agua (h34)	$6.7944 \cdot 10^2$ kJ/kg
Entalpía específica agua (h8)	$3.1394 \cdot 10^3$ kJ/kg

Tabla 15: Presentación de los datos iniciales para la caldera. Fuente: Elaboración propia.

Por medio de las ecuaciones (11) y (12) diseñaremos el funcionamiento de nuestra caldera. En la ecuación (11), sustituiremos el subíndice 5 de la entalpía por el 34, para adecuarse a nuestros datos de partida. El resto permanecerá invariable.

4.2.1.5. CONDENSADOR (HEX 1)

El condensador cumple la misma función que en el ciclo de potencia estándar, pero en este caso parte del calor de condensación ha sido aprovechado en el evaporador para calentar el circuito del refrigerante R11.

El agua del ciclo combinado entra al condensador según las condiciones del estado 33, y sale alcanzando la condición de líquido saturado en el estado 1.

Variables involucradas	Valor numérico
Flujo másico circulante ($\dot{m}_{SPP} \cdot (1 - z)$)	2.9520 kg/s
Entalpía específica entrada (h33)	$1.840 \cdot 10^3$ kJ/kg
Entalpía específica líquido saturado (h1)	$1.9181 \cdot 10^2$ kJ/kg
Temperatura de condensación (T_{cond})	45.95°C
Temperatura entrada agua más fría (T15)	25°C
Eficiencia del condensador (ϵ_{cond})	90 %

Tabla 16: Presentación de los datos iniciales para el condensador (HEX1). Fuente: Elaboración propia.

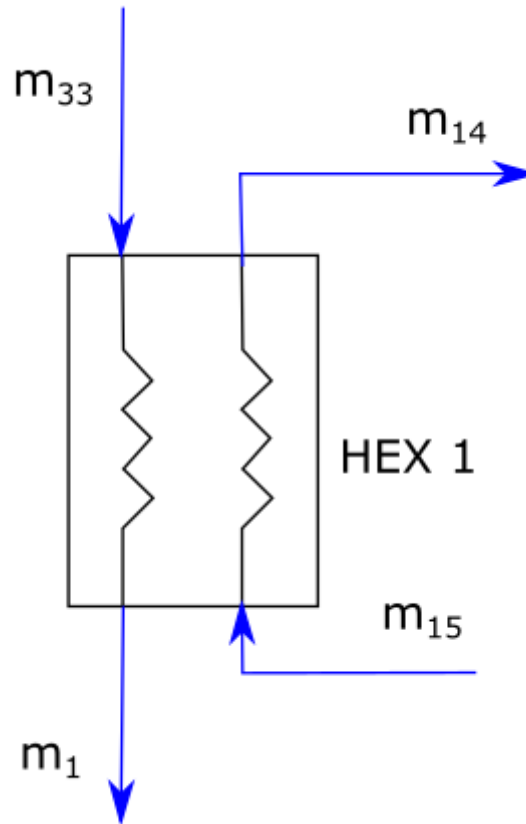


Figura 16: Flujos másicos de entrada y salida en el condensador (HEX 1). Fuente: Elaboración propia.

Las ecuaciones que hemos planteado para resolver el condensador son las siguientes:

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_{SPP} \cdot (1 - z) \cdot (h_{33} - h_1) \quad (14)$$

$$\varepsilon_{cond} = \frac{TTD}{T_{h,in} - T_{c,in}} \quad (15)$$

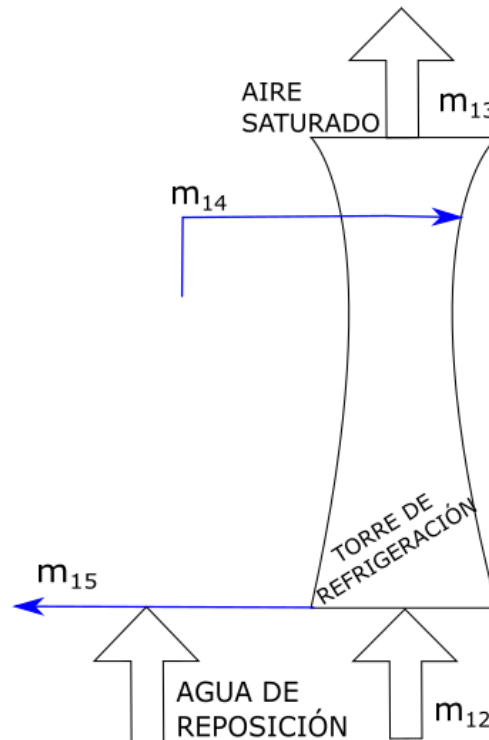
donde, lo único que varía respecto a las ecuaciones (14) y (15) son los subíndices que se adecúan a los estados actuales.

4.2.1.6. TORRE DE REFRIGERACIÓN DE TIRO NATURAL

Como antes, la torre de refrigeración tiene como misión enfriar el agua que recibe de la salida del condensador en el estado 14 y llevarlo de nuevo al estado 15 para poder volver a introducirse en el condensador. A lo largo de la torre, la masa evaporada de agua será transferida al aire, saliendo saturado al ambiente en el estado 13.

Variabes involucradas	Valor numérico
Flujo de calor de condensación (\dot{Q}_{cond})	$4.8655 \cdot 10^3$ kW
Temperatura entrada al condensador (T15)	25°C
Temperatura salida del condensador (T14)	43.86°C
Temperatura de bulbo húmedo ($T_{wb,12}$)	21°C
Temperatura de bulbo seco ($T_{db,12}$)	25°C
Temperatura de bulbo húmedo ($T_{db,13}$)	30°C
Calor específico del agua a presión constante (C_{pw})	4.18 kJ/kg·K
Entalpía específica aire a la entrada ($h_{a,in}$)	$6.0889 \cdot 10^1$ kJ/kg
Entalpía específica aire a la salida ($h_{a,out}$)	$1.0001 \cdot 10^2$ kJ/kg
Relación de humedades entrada aire ($w_{a,in}$)	$0.0140 \text{ kg}_{agua}/\text{kg}_{aire seco}$
Relación de humedades salida aire ($w_{a,out}$)	$0.0273 \text{ kg}_{agua}/\text{kg}_{aire seco}$

Tabla 17: Presentación de los datos iniciales para la torre de refrigeración. Fuente: Elaboración propia.



*Figura 17: Flujos másicos de entrada y salida en la torre de refrigeración de tiro natural.
Fuente: Elaboración propia.*

Las ecuaciones que utilizaremos para diseñar el funcionamiento de la torre son las mismas que en el caso anterior, siendo estas (16), (17) y (18). De esta manera conseguimos calcular el gasto másico de agua que circula por la torre y el gasto másico de reposición, que es el que hay que suministrar para compensar el evaporado en la torre y recogido por la corriente de aire.

4.2.2. ECUACIONES TERMODINÁMICAS CICLO COMPRESIÓN-REFRIGERACIÓN

En esta sección pasamos a describir el ciclo que sigue el refrigerante, R11, y comenzaremos por el compresor, llegando al condensador (HEX 2) donde el refrigerante cede calor al agua del ciclo principal. Luego, proseguimos con la válvula de expansión isoentálpica, continuamos con el evaporador (HEX 3) que recoge el calor rechazado por el agua del ciclo principal, y se completa el ciclo volviendo a pasar por el compresor.

4.2.2.1. COMPRESOR

Para diseñar este componente, hemos asumido que la presión del flujo del refrigerante es igual a la del agua a la salida de la turbina en el estado 11. Esto, junto con el dato de que el refrigerante sale saturado a la salida del evaporador, nos permite calcular el resto de variables termodinámicas del estado 16.

Variables involucradas	Valor numérico
Gasto másico circulante (\dot{m}_{VCR})	10.43 kg/s
Trabajo neto (\dot{W}_{neto})	$3 \cdot 10^3$ kW
Trabajo de la turbina (\dot{W}_{turb})	$3.3577 \cdot 10^3$ kW
Trabajo bomba de condensado ($\dot{W}_{b,cond}$)	$2.444 \cdot 10^{-4}$ kW
Trabajo bomba de impulsión ($\dot{W}_{b,imp}$)	$4.2156 \cdot 10^{-2}$ kW
Entalpía específica entrada compresor (h_{16})	$4.0808 \cdot 10^2$ kJ/kg

Tabla 18: Presentación de los datos iniciales para el compresor. Fuente: Elaboración propia.

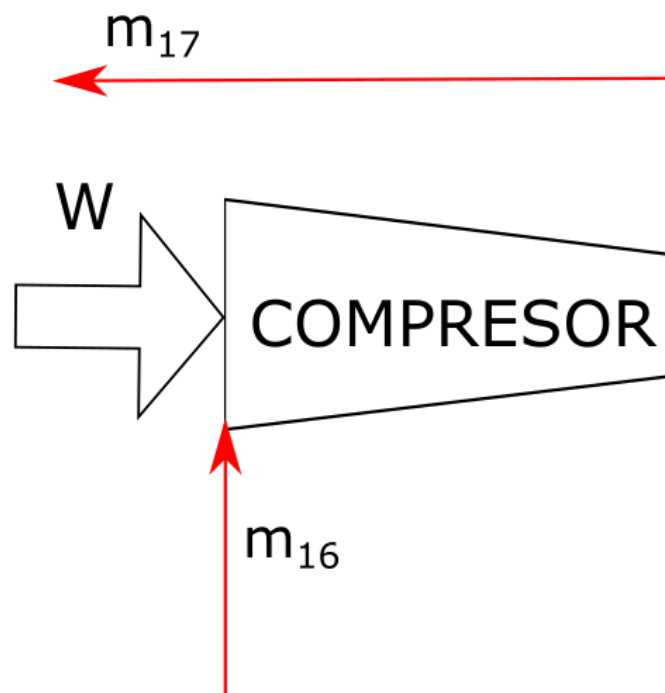


Figura 18: Flujos másicos de entrada y salida del compresor. Fuente: Elaboración propia.

Para estudiar el comportamiento del compresor emplearemos la siguiente ecuación:

$$\dot{W}_{neto} = \dot{W}_{turb} - \dot{W}_{comp} - \dot{W}_{b,cond} - \dot{W}_{b,imp} \quad (24)$$

$$\dot{W}_{comp} = \dot{m}_{VCR} \cdot (h_{17} - h_{16}) \quad (25)$$

De esta forma, hallaremos la entalpía a la salida, permitiéndonos continuar con el análisis del condensador.

4.2.2.2. CONDENSADOR (HEX 2)

Tras atravesar el compresor, el refrigerante llega al condensador para ceder calor al agua y de esta forma, tratar de darle una utilidad al calor de condensación del ciclo combinado. El R11 entrará según las condiciones del estado 17 y saldrá con las del estado 18.

Variables involucradas	Valor numérico
Gasto másico refrigerante (\dot{m}_{VCR})	10.43 kg/s
Gasto másico agua (\dot{m}_{SPP})	3.207 kg/s
Entalpía entrada del agua (h5)	$3.5991 \cdot 10^2$ kJ/kg
Entalpía específica salida del agua (h34)	$4.3831 \cdot 10^2$ kJ/kg
Entalpía específica entrada refrigerante (h17)	$3.7527 \cdot 10^2$ kJ/kg

Tabla 19: Presentación de los datos iniciales para el condensador (HEX 2). Fuente: Elaboración propia.

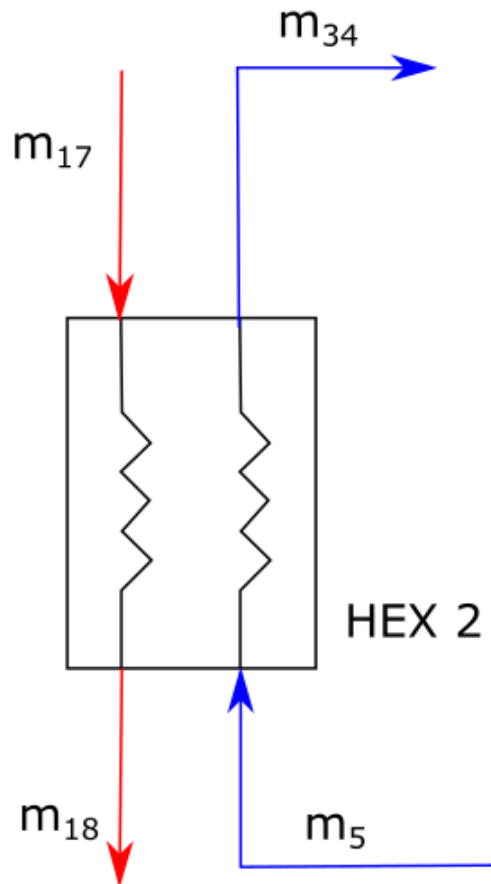


Figura 19: Flujos másicos de entrada y salida en el condensador (HEX 2). Fuente: Elaboración propia.

Las ecuaciones empleadas para diseñar nuestro condensador (HEX 2) serán:

$$\dot{Q}_{HEX2} = \dot{m}_{SPP} \cdot (h_{34} - h_5) \quad (26)$$

$$\dot{Q}_{HEX2} = \dot{m}_{VCR} \cdot (h_{18} - h_{17}) \quad (27)$$

donde \dot{Q}_{HEX2} simboliza el flujo de calor intercambiado en el HEX 2.

4.2.2.3. VÁLVULA DE EXPANSIÓN

La válvula de expansión isoentálpica del circuito de refrigeración cumple la función de bajar la presión del estado 18 a la presión de operación del evaporador, para poder volver a comenzar el ciclo.

Variables involucradas	Valor numérico
Flujo másico circulante (\dot{m}_{VCR})	10.43 kg/s
Entalpía específica (h18)	$3.4410 \cdot 10^2$ kJ/kg
Entalpía específica (h19)	$3.4410 \cdot 10^2$ kJ/kg

Tabla 20: *Presentación de los datos iniciales para la válvula de expansión. Fuente: Elaboración propia.*

Igual que en el apartado anterior, al estar bajo condiciones de régimen estacionario, las ecuaciones que rigen el funcionamiento de la válvula son (9) y (10), con el gasto másico y las entalpías de la tabla 20.

4.2.2.4. EVAPORADOR (HEX 3)

Para diseñar este componente, hemos asumido que la presión del flujo del refrigerante es igual a la del agua. Esto, junto con el dato de que el refrigerante sale saturado a la salida del evaporador, nos permite calcular el resto de variables termodinámicas del estado 16.

Variables involucradas	Valor numérico
Gasto másico refrigerante (\dot{m}_{VCR})	10.43 kg/s
Gasto másico agua ($\dot{m}_{SPP} \cdot (1 - z)$)	2.9520 kg/s
Entalpía específica entrada del agua (h11)	$2.0684 \cdot 10^3$ kJ/kg
Entalpía específica entrada refrigerante (h19)	$3.4410 \cdot 10^2$ kJ/kg
Entalpía específica salida refrigerante (h16)	$4.0808 \cdot 10^2$ kJ/kg

Tabla 21: *Presentación de los datos iniciales para el evaporador. Fuente: Elaboración propia.*

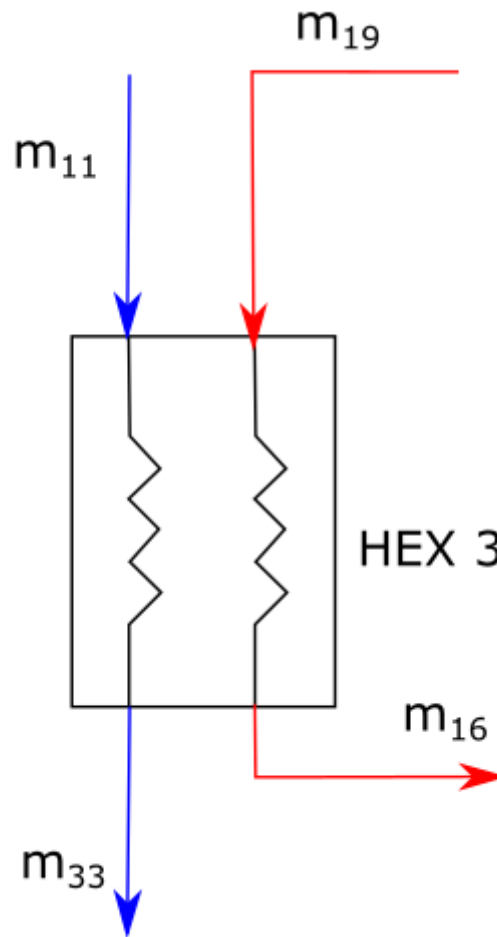


Figura 20: Flujos másicos de entrada y salida en el evaporador (HEX 3). Fuente: Elaboración propia.

Las ecuaciones que modelan nuestro evaporador son las siguientes:

$$\dot{Q}_{HEX3} = \dot{m}_{VCR} \cdot (h_{16} - h_{19}) \quad (28)$$

$$\dot{Q}_{HEX3} = \dot{m}_{SPP} \cdot (h_{11} - h_{33}) \quad (29)$$

En donde ambos flujos de calores se igualarán y podremos despejar el valor de la entalpía en el estado 33.

4.3. PARÁMETROS TERMODINÁMICOS DEL CICLO

Una vez estudiado el funcionamiento de todos nuestros componentes de nuestro sistema, nos centraremos en evaluar las propiedades del ciclo de Rankine tales como su rendimiento, flujo de calor necesario en la caldera y gasto másico de reposición en la torre de refrigeración.

Parámetro termodinámico	Valor numérico
Rendimiento del ciclo (η_{ciclo})	38.03 %
Flujo de calor caldera (\dot{Q}_{in})	$7.889 \cdot 10^3$ kW
Trabajo neto ciclo (\dot{W}_{neto})	$3 \cdot 10^3$ kW
Gasto másico realimentación (\dot{m}_{rep})	1.656 kg/s
Coficiente de rendimiento del subsistema VCR (COP_{VCR})	2.12

Tabla 22: Presentación de los parámetros generales del ciclo compresión-refrigeración.

Hemos calculado el rendimiento del ciclo por medio de la ecuación (19) con nuestros datos para el flujo de calor suministrado en la caldera y el trabajo neto.

Como podemos observar, el rendimiento de nuestra planta de potencia basada en un ciclo Rankine con un subsistema de compresión-refrigeración se encuentra entre los valores típicos para las centrales de potencia basadas en un ciclo Rankine (35%-40%). Sin embargo, su valor se encuentra por debajo del rendimiento del ciclo Rankine estándar. Esto es debido a que empleamos más calor en la caldera para cumplir los requerimientos del compresor que no bastan solamente con el trabajo extra aprovechado de la turbina.

Por otro lado, tenemos un gasto másico de agua de realimentación de 1.654 kg/s, el cual es mayor que el que es necesario emplear en un ciclo Rankine estándar. Comentaremos más adelante que implica esto pero a priori, no parece una buena alternativa.

CAPÍTULO 5: CICLO RANKINE DE PRODUCCIÓN DE POTENCIA EMPLEANDO VAPOR CON REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN

5.1.-DESCRIPCIÓN GENERAL DEL CICLO

La diferencia de este ciclo con respecto al ciclo Rankine estándar es la inclusión de un subsistema de refrigeración por absorción sustituyendo al feed-heater cerrado al igual que sucedía con el subsistema de compresión-refrigeración.

De esta manera, se pretende aprovechar el calor del primer sangrado de la turbina de alta para poner en funcionamiento el generador de dicho subsistema e intentar reducir el gasto másico de agua que se pierde en la torre de refrigeración. Como sustancia absorbente se va a emplear bromuro de litio (LiBr) debido a su gran capacidad de absorción del agua cuando se encuentra en fase vapor y a la capacidad del bromuro a deshidratarse cuando recibe calor.

Como antes, dividiremos el ciclo en tres subsistemas siendo estos el ciclo Rankine por el que circula el agua, el ciclo de refrigeración por absorción por el que circula la solución de agua/LiBr y el ciclo del agua que recorre la torre de refrigeración.

El primero y el tercero de ellos no varían respecto a los dos sistemas anteriores por lo que nos centraremos en el restante.

En este ciclo, se aprovecha la elevada temperatura del sangrado realizado a la presión de alta de la turbina como fuente de calor para el generador. En esta unidad, la mezcla de agua/LiBr (estado 18) se separa en dos corrientes: agua (estado 22) y una disolución concentrada de agua/LiBr (estado 19).

El agua se pasa a un condensador (HEX 2) para transferir calor al ciclo Rankine de potencia y elevar la temperatura del mismo antes de la entrada a la caldera. El agua que sale del condensador pasa por una válvula de expansión saliendo con propiedades del estado 24. Después, se introduce al evaporador del cual sale como vapor saturado (estado 25) tras coger el calor suministrado por una corriente de refrigeración de agua que se había calentado previamente aprovechando el calor rechazado en el condensador del ciclo principal (HEX 3). Seguidamente, se pasa al absorbedor.

La corriente de la disolución fuerte de agua/LiBr (estado 19) se circula por un intercambiador de calor en el cual cede calor a la corriente que sale del absorbedor que veremos a continuación.

Tras pasar por el intercambiador de calor, la solución atraviesa una válvula de expansión entrando al absorbedor con propiedades según el estado 21. En el absorbedor, se mezcla con el vapor de agua del estado 25 absorbiendo el LiBr al vapor y cediendo calor en el proceso que será recogido por una corriente externa al sistema. El resultado de esta mezcla sale del absorbedor según el estado 16 y pasa por una bomba para entrar en el intercambiador de calor descrito en el párrafo anterior, donde la solución diluida de agua/LiBr absorbe el calor suministrado por la solución fuerte que salió del generador.

Por último, la solución débil sale del intercambiador de calor con propiedades del estado 18 y entra al generador, repitiéndose el ciclo.

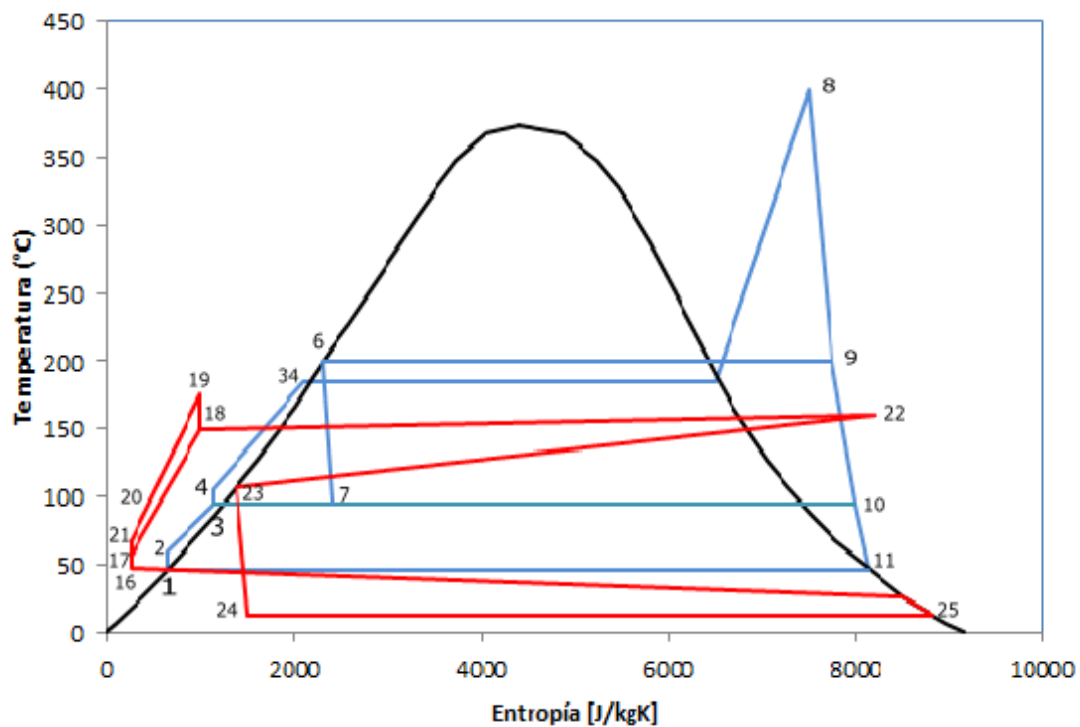


Figura 21: Diagrama T-s del ciclo de refrigeración por absorción. Las líneas rojas corresponden al subsistema de absorción de la solución agua/LiBr. Fuente: Elaboración propia.

5.2.-MODELADO TERMODINÁMICO DE LOS DISTINTOS COMPONENTES

5.2.1. ECUACIONES TERMODINÁMICAS CICLO PRINCIPAL Y TORRE DE REFRIGERACIÓN

Comenzaremos estudiando el ciclo principal por el que circula el fluido caloportador (agua) como en los dos casos anteriores, junto con un análisis de los distintos estados de los flujos relativos a la torre de refrigeración.

Para ello, utilizaremos las ecuaciones empleadas anteriormente.

5.2.1.1. TURBINA

En este sistema de refrigeración por absorción, volvemos a recuperar el primer sangrado que realizamos a presión de alta (estado 9) que se empleará como fuente de calor para el generador. Por lo tanto, el esquema de la turbina será el mismo al del ciclo Rankine estándar y las ecuaciones empleadas también lo serán, siendo estas (1) y (2).

Variables involucradas	Valor numérico
Gasto másico en la instalación (m_{spp})	3.169 kg/s
Fracción de gasto másico del 1 ^{er} sangrado (y)	0.177
Fracción de gasto másico del 2 ^o sangrado (z)	0.0352
Temperatura a la entrada (T_8)	400°C
Presión a la entrada (P_8)	8000 kPa
Presión de la turbina de alta (P_9)	800 kPa
Presión de la turbina de media (P_{10})	60 kPa
Presión de la turbina de baja (P_{11})	10 kPa
Rendimiento de la turbina (η_{turb})	85 %

Tabla 23: *Presentación de los datos iniciales para la turbina del ciclo principal del sistema de absorción. Fuente: Elaboración propia.*

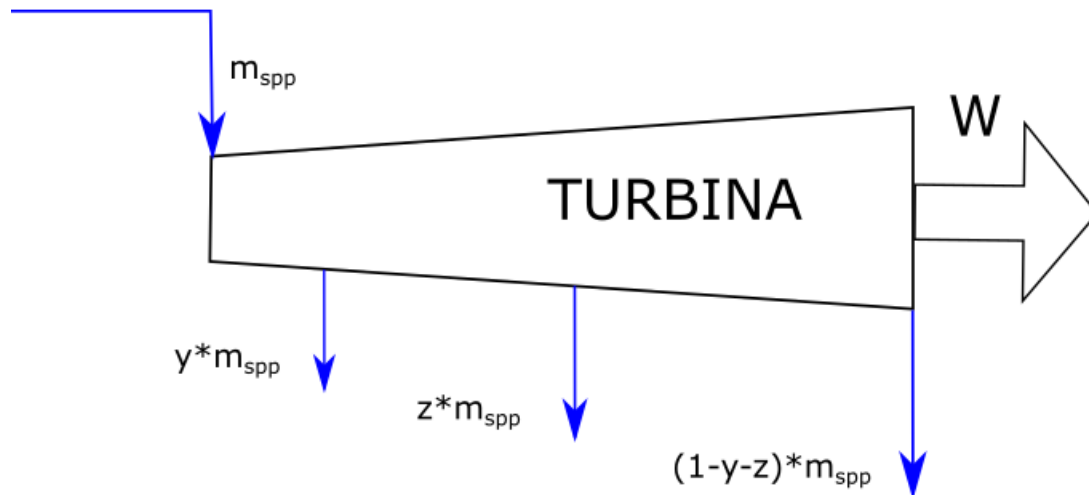


Figura 22: Flujos másicos de entrada y salida en la turbina del ciclo principal del sistema de refrigeración por absorción. Fuente: Elaboración propia.

5.2.1.2. BOMBAS

En nuestro ciclo principal nos encontramos con dos bombas: la de condensado y la de impulsión a la presión de alta de entrada a la turbina. Comenzaremos analizando la primera de ellas:

Variables involucradas	Valor numérico
Gasto másico circulante ($m_{spp} \cdot (1 - y - z)$)	2.4965 kg/s
Presión de entrada (P1)	10 kPa
Presión de salida (P2)	60 kPa
Volumen específico (v)	$1.49 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{kg}$
Rendimiento de la bomba (η_{bomb})	90 %

Tabla 24: Presentación de los datos iniciales para la bomba de condensado del ciclo principal del sistema de refrigeración por absorción. Fuente: Elaboración propia.

Las ecuaciones que emplearemos serán las mismas a (3) y (4) y de ellas obtendremos los datos necesarios para los cálculos posteriores.

Para la bomba de impulsión emplearemos la misma pareja de ecuaciones variando el gasto másico y los subíndices pasarían a ser 3 y 4 en lugar de 1 y 2. Los valores de entrada son los siguientes:

Variables involucradas	Valor numérico
Gasto másico circulante (m_{SPP})	3.169 kg/s
Presión de entrada (P3)	60 kPa
Presión de salida (P4)	8000 kPa
Volumen específico (v)	$10^{-3} \text{ m}^3/\text{kg}$
Rendimiento de la bomba (η_{bomb})	90 %

Tabla 25: *Presentación de los datos iniciales para la bomba de impulsión del ciclo principal del sistema de refrigeración por absorción. Fuente: Elaboración propia.*

5.2.1.3. FEED-HEATER ABIERTO O DESAIREADOR

En este apartado vamos a estudiar los balances de masa y energía que se producen en el feed-heater abierto.

En el feed-heater abierto, los flujos másicos entrantes (estados 2, 7 y 10) junto con el saliente (estado 3) se encuentran a la misma presión puesto que se van a mezclar.

Variables involucradas	Valor numérico
Gasto másico entrante \dot{m}_2	2.4965 kg/s
Gasto másico entrante \dot{m}_7	0.5609 kg/s
Gasto másico entrante \dot{m}_{10}	0.1115 kg/s
Gasto másico saliente \dot{m}_3	3.1690 kg/s
Entalpía específica h_2	$1.9186 \cdot 10^2 \text{ kJ/kg}$
Entalpía específica h_7	$7.2081 \cdot 10^2 \text{ kJ/kg}$
Entalpía específica h_{10}	$2.3061 \cdot 10^3 \text{ kJ/kg}$
Entalpía específica h_3	$3.5991 \cdot 10^2 \text{ kJ/kg}$

Tabla 26: *Presentación de los datos iniciales para el feed-heater abierto o desaireador del ciclo principal del sistema de refrigeración por absorción. Fuente: Elaboración propia.*

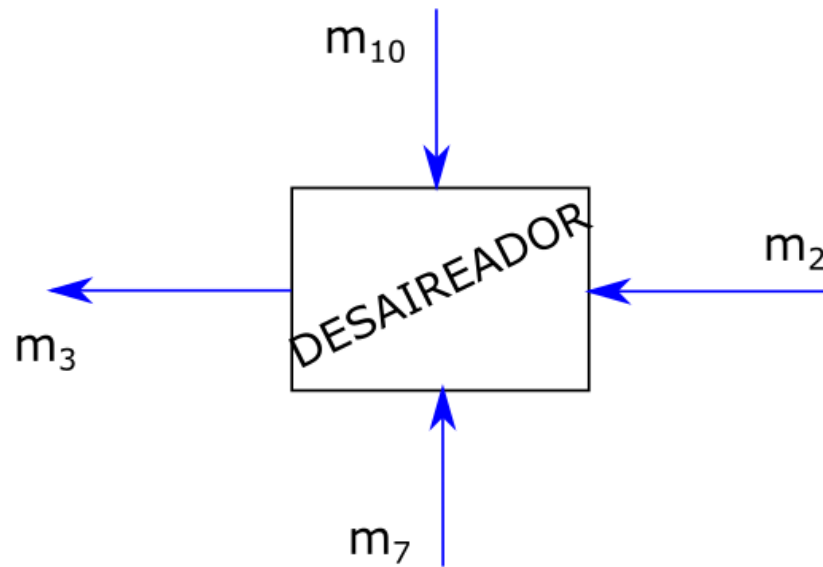


Figura 23: Flujos másicos de entrada y salida en el feed-heater abierto o desaireador del ciclo principal del sistema de refrigeración por absorción. Fuente: Elaboración propia.

Las ecuaciones empleadas (5) y (6) serán las mismas que en el ciclo Rankine estándar basadas en un balance de masa y energía del feed-heater abierto.

5.2.1.4. VÁLVULA DE EXPANSIÓN 1

Como ya hemos visto, la válvula de expansión tiene como misión expandir el fluido del estado 6 al estado 7, manteniendo constante la entalpía específica se mantiene constante.

Variables involucradas	Valor numérico
Flujo másico circulante ($m_{spp} \cdot y$)	0.5609 kg/s
Entalpía específica (h_6)	$7.2081 \cdot 10^2$ kJ/kg
Entalpía específica (h_7)	$7.2081 \cdot 10^2$ kJ/kg

Tabla 27: Presentación de los datos iniciales para la válvula de expansión 1 del ciclo principal del sistema de refrigeración por absorción. Fuente: Elaboración propia.

La hipótesis inicial de que tengo un régimen que opera en condiciones estacionarias nos conduce a las ecuaciones (9) y (10) anteriormente descritas igualando los valores de h_6 y h_7 .

5.2.1.5. CONDENSADOR ZONA DE ABSORCIÓN (HEX 2)

La corriente de agua entrante (estado 4) es calentada al atravesar el condensador que recibe calor de la corriente de agua que sale del generador con condiciones del estado 22 y que había sido previamente calentada.

Variables involucradas	Valor numérico
Gasto másico del ciclo principal (m_{SP})	3.169 kg/s
Gasto másico del ciclo de absorción (m_{22})	0.2713 kg/s
Presión de alta del ciclo de absorción (P_{22})	160 kPa
Entalpía específica (h_4)	$3.6873 \cdot 10^2$ kJ/kg
Entalpía específica (h_{22})	$2.7851 \cdot 10^3$ kJ/kg
Entalpía específica (h_{34})	$6.3439 \cdot 10^2$ kJ/kg
Entalpía específica (h_{23})	$4.7538 \cdot 10^2$ kJ/kg

Tabla 28: Presentación de los datos iniciales para el condensador (HEX 2) del ciclo principal del sistema de refrigeración por absorción. Fuente: Elaboración propia.

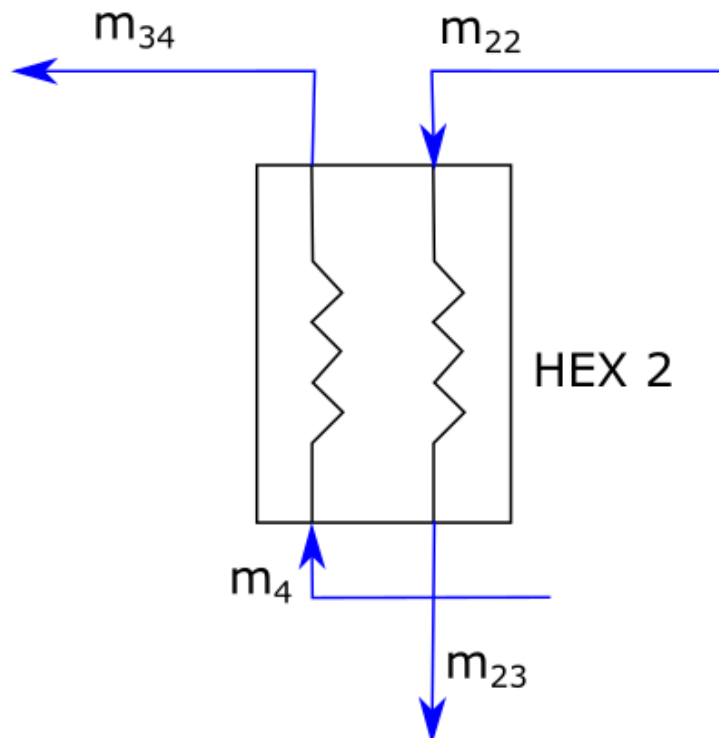


Figura 24: Flujos másicos de entrada y salida en el condensador (HEX 2) del subsistema principal y el de refrigeración por absorción. Fuente: Elaboración propia.

Las ecuaciones empleadas serán similares a las utilizadas anteriormente en los condensadores pero se mostrarán aquí para mayor claridad:

$$\dot{Q}_{HEX2} = \dot{m}_{SPP} \cdot (h_{34} - h_5) \quad (26)$$

$$\dot{Q}_{HEX2} = \dot{m}_{22} \cdot (h_{22} - h_{23}) \quad (30)$$

Este es uno de los objetivos principales de la inclusión de un subciclo de refrigeración por absorción, aprovechar el calor que transporta el agua que sale del generador para aumentar la temperatura a la entrada de la caldera.

5.2.1.6. CALDERA

La caldera cumple la misma función que en los esquemas anteriores: servir de fuente de calor para luego sacar trabajo al flujo de agua por medio de la turbina. Como combustible se empleará gas natural de nuevo.

Variables involucradas	Valor numérico
Flujo másico circulante (\dot{m}_{SPP})	3.169 kg/s
Poder calorífico inferior gas natural (LHV_{comb})	47.966 kJ/kg
Entalpía específica agua (h_{34})	$6.3439 \cdot 10^2$ kJ/kg
Entalpía específica agua (h_8)	$3.1394 \cdot 10^3$ kJ/kg

Tabla 29: *Presentación de los datos iniciales para la caldera del ciclo principal del sistema de refrigeración por absorción. Fuente: Elaboración propia.*

Por medio de las ecuaciones (11) y (12) diseñaremos el funcionamiento de nuestra caldera. Como antes, en la ecuación (11), sustituiremos el subíndice 5 de la entalpía por el 34, para adecuarse a nuestros datos de partida.

5.2.1.7. CONDENSADOR ZONA TURBINA-EVAPORADOR (HEX 3)

El fluido refrigerante (en este caso agua) recoge parte del calor residual a la salida de la turbina y se calienta pasando a estado vapor (estado 35) que se introducirá consiguientemente en el evaporador.

Por otro lado, la corriente de agua que sale de la turbina en el estado 11 se condensa, cediendo calor al refrigerante, saliendo con el estado 33.

Variables involucradas	Valor numérico
Gasto másico del ciclo principal ($m_{SPP} \cdot (1 - y - z)$)	2.4965 kg/s
Gasto másico del refrigerante (m_{refr})	7.3840 kg/s
Presión de refrigeración (P_{36})	101 kPa
Entalpía específica entrada agua (h_{11})	$2.0855 \cdot 10^3$ kJ/kg
Entalpía específica entrada refrigerante (h_{36})	$7.1451 \cdot 10^1$ kJ/kg
Entalpía específica salida agua (h_{33})	$1.8833 \cdot 10^3$ kJ/kg
Entalpía específica salida refrigerante (h_{35})	$1.4675 \cdot 10^2$ kJ/kg

Tabla 30: *Presentación de los datos iniciales para el condensador (HEX 3) del ciclo principal del sistema de refrigeración por absorción. Fuente: Elaboración propia.*

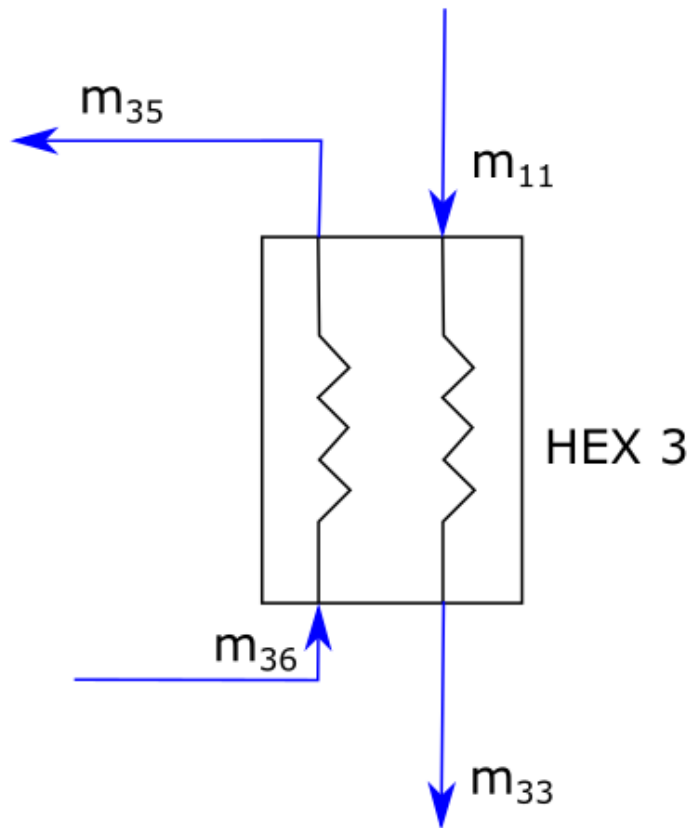


Figura 25: Flujos másicos de entrada y salida en el condensador (HEX 3) entre las corrientes de salida de la turbina y de refrigeración. Fuente: Elaboración propia.

Las ecuaciones que modelizan el compresor son las mismas que en el HEX 2, variando los flujos másicos y las entalpías de acuerdo a nuestra numeración:

$$\dot{Q}_{HEX3} = \dot{m}_{SPP} \cdot (1 - y - z) \cdot (h_{11} - h_{33}) \quad (31)$$

$$\dot{Q}_{HEX3} = \dot{m}_{refr} \cdot (h_{35} - h_{36}) \quad (32)$$

5.2.1.8. CONDENSADOR ZONA TORRE (HEX 1)

El condensador que conecta el ciclo principal con el de la torre de refrigeración tiene la misma función que en el resto de los sistemas estudiados, pero a diferencia del primer ciclo Rankine estándar, el calor rechazado por el condensador y recogido por el agua de la torre será menor.

Por un lado tenemos el vapor proveniente de la turbina según el estado 33 que saldrá como líquido saturado.

Por otro lado, el flujo de agua proveniente de la torre entra al condensador con condiciones del estado 15, absorbe el calor latente, y sale según el estado 14.

Variables involucradas	Valor numérico
Flujo másico circulante ($m_{SPP} \cdot (1 - y - z)$)	2.4965 kg/s
Flujo másico circulante por la torre (m_{torre})	53.5658 kg/s
Entalpía específica entrada (h33)	$1.8833 \cdot 10^3$ kJ/kg
Entalpía específica líquido saturado (h1)	$1.9181 \cdot 10^2$ kJ/kg
Temperatura de condensación (T_{cond})	45.96°C
Temperatura entrada agua más fría (T15)	25°C
Eficiencia del condensador (ε_{cond})	90 %

Tabla 31: *Presentación de los datos iniciales para el condensador (HEX 1) del ciclo principal del sistema de refrigeración por absorción. Fuente: Elaboración propia.*

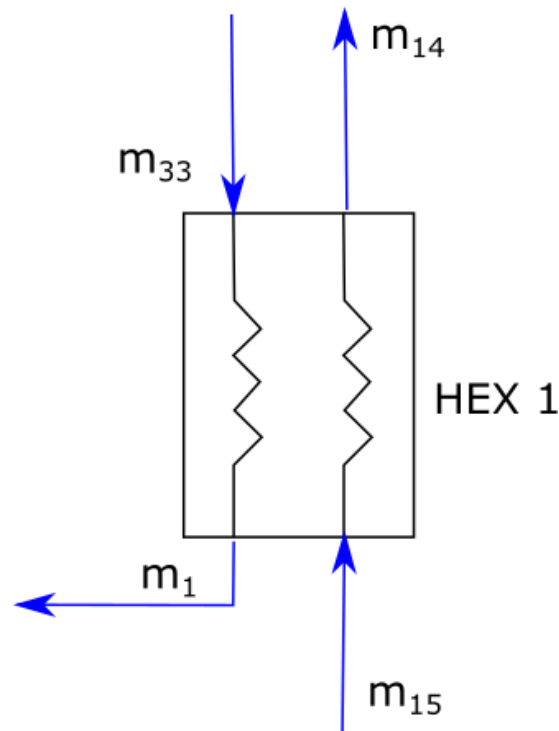


Figura 26: Flujos másicos de entrada y salida en el condensador (HEX 1) entre las corrientes de salida de la turbina y de refrigeración. Fuente: Elaboración propia.

Para modelar el componente hemos empleado las ecuaciones (14) y (15), al igual que en el sistema de compresión-refrigeración.

5.2.1.9. TORRE DE REFRIGERACIÓN DE TIRO NATURAL

La torre de refrigeración es la encargada de disipar el calor que recibe de la corriente de agua que sale del condensador (HEX 1) y es donde perdemos el agua que tendremos que reponer posteriormente debido a las gotas arrastradas por el aire y que conduce al exterior.

Variables involucradas	Valor numérico
Gasto másico circulante por la torre (m_{torre})	53.5658 kg/s
Flujo de calor de condensación (\dot{Q}_{cond})	$4.2230 \cdot 10^3$ kW
Temperatura entrada al condensador (T15)	25°C
Temperatura salida del condensador (T14)	43.8607°C
Temperatura de bulbo húmedo ($T_{wb,12}$)	21°C
Temperatura de bulbo seco ($T_{db,12}$)	25°C
Temperatura de bulbo húmedo ($T_{db,13}$)	30°C
Calor específico del agua a presión constante (C_{pw})	4.18 kJ/kg·K
Entalpía específica aire a la entrada ($h_{a,in}$)	$6.0889 \cdot 10^1$ kJ/kg
Entalpía específica aire a la salida ($h_{a,out}$)	$1.0001 \cdot 10^2$ kJ/kg
Relación de humedades entrada aire ($w_{a,in}$)	$0.0140 \text{ kg}_{\text{agua}}/\text{kg}_{\text{aire seco}}$
Relación de humedades salida aire ($w_{a,out}$)	$0.0273 \text{ kg}_{\text{agua}}/\text{kg}_{\text{aire seco}}$

Tabla 32: Presentación de los datos iniciales para la torre de refrigeración del ciclo principal del sistema de refrigeración por absorción. Fuente: Elaboración propia.

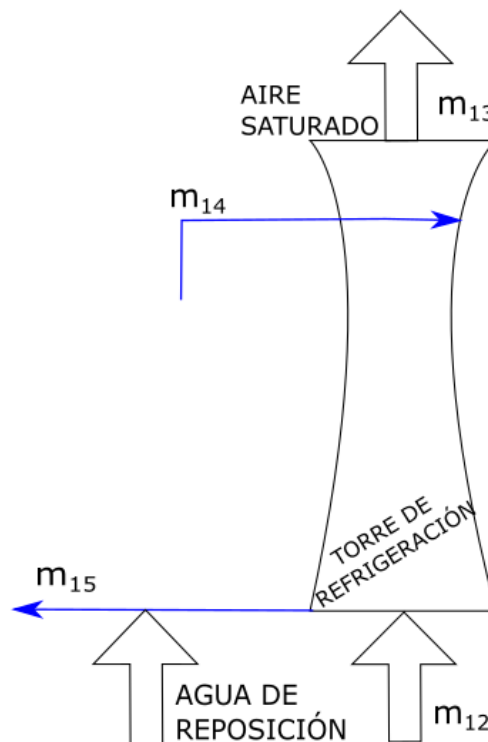


Figura 27: Flujos másicos de entrada y salida en la torre de refrigeración de tiro natural. Fuente: Elaboración propia.

Las ecuaciones que utilizaremos para diseñar el funcionamiento de la torre son las mismas que en el caso anterior, siendo estas (16), (17) y (18). De esta manera conseguimos calcular el gasto másico de agua que circula por la torre y el gasto másico de reposición, que es el que hay que suministrar para compensar el evaporado en la torre y recogido por la corriente de aire.

5.2.2. ECUACIONES TERMODINÁMICAS CICLO DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN

En esta sección analizaremos el recorrido de la disolución de agua/LiBr a través de los diversos componentes del subsistema de refrigeración por absorción. Comenzaremos estudiando el generador y terminaremos en el absorbedor donde el agua por un lado, y la solución de agua/LiBr por el otro, confluyen en dicho componente.

5.2.2.1. GENERADOR

En el generador tenemos un flujo entrante y dos salientes. El entrante es la disolución agua/LiBr previamente calentado en el intercambiador de calor y los salientes son una parte del agua que sale de la disolución y que pasa al HEX 2, y el resto de la disolución que se recircula hasta llegar al absorbedor (donde se reencontrará con el flujo de agua del generador) y de nuevo se bombea al generador, para repetir el ciclo.

Variables involucradas	Valor numérico
Gasto másico de la disolución entrante (\dot{m}_{18})	9,6797 kg/s
Gasto másico del agua pura (\dot{m}_{22})	0.2713 kg/s
Gasto másico de agua del ciclo principal ($\dot{m}_{SPP} \cdot \gamma$)	0.5609 kg/s
Presión de alta del ciclo de absorción (P_{22})	160 kPa
Fracción de agua dentro de la disolución agua/LiBr (x_{18})	0,6
Entalpía específica del agua pura (h_{22})	$2.7851 \cdot 10^3$ kJ/kg
Entalpía específica de la disolución agua/LiBr entrante (h_{18})	$3.0230 \cdot 10^2$ kJ/kg
Entalpía específica de la disolución agua/LiBr saliente (h_{19})	$3.4944 \cdot 10^2$ kJ/kg
Entalpía específica del vapor entrante del ciclo principal (h_9)	$2.7124 \cdot 10^3$ kJ/kg
Entalpía específica del agua saturada saliente del ciclo principal (6)	$7.2081 \cdot 10^2$ kJ/kg

Tabla 33: Presentación de los datos iniciales para el generador del sistema de refrigeración por absorción. Fuente: Elaboración propia.

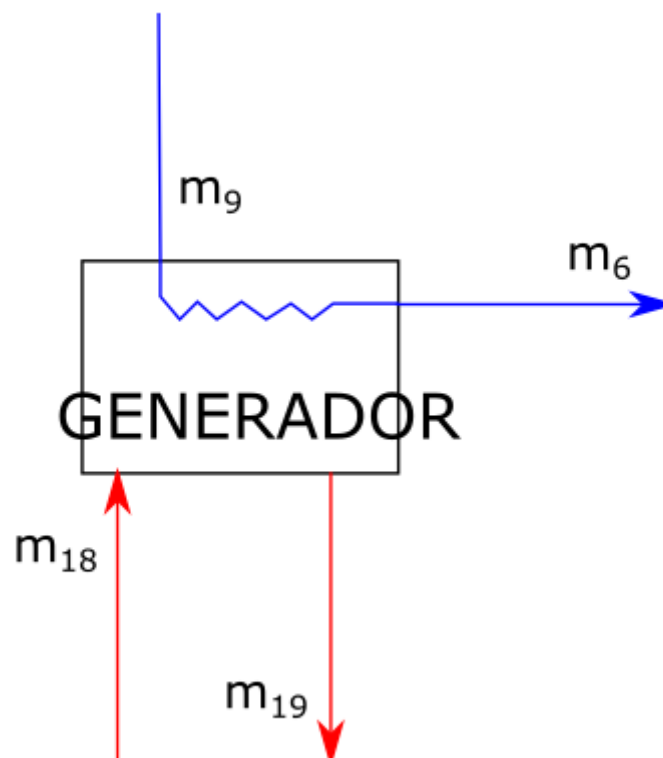


Figura 28: Flujos másicos de entrada y salida en el generador del sistema de refrigeración por absorción. Fuente: Elaboración propia.

Para modelizar el absorbedor, hemos realizado un balance de masa considerando los flujos másicos entrantes y salientes junto con un balance energético.

$$\dot{m}_{18} = \dot{m}_{19} + \dot{m}_{22} \quad (33)$$

$$\dot{m}_{18} \cdot x_{18} = x_{19} \cdot \dot{m}_{19} + \dot{m}_{22} \quad (34)$$

$$\dot{m}_{SPP} \cdot y \cdot (h_9 - h_6) = \dot{m}_{22} \cdot h_{22} + \dot{m}_{19} \cdot h_{19} - \dot{m}_{18} \cdot h_{18} \quad (35)$$

donde la segunda ecuación (34) corresponde al balance de agua del generador.

5.2.2.2. CONDENSADOR (HEX 2)

Esta unidad ya la analizamos en el apartado anterior (5.2.1.5) y los datos de partida y las ecuaciones empleadas no sufrirán variación alguna.

Como explicamos en la sección anterior, el agua pura que sale del generador pasa al condensador para ceder su calor al agua del ciclo principal y calentarla justo antes de entrar a la caldera e intentar de esta manera no disminuir demasiado el rendimiento de nuestro ciclo.

5.2.2.3 VÁLVULA DE EXPANSIÓN 2

Como en los otros casos, la válvula de expansión es isoentálpica y su función es la de llevar al agua a las condiciones del estado 24 justo antes de entrar al evaporador, que analizaremos a continuación.

Variables involucradas	Valor numérico
Flujo másico circulante (\dot{m}_{23})	0.5609 kg/s
Entalpía específica entrante (h_{23})	$7.2081 \cdot 10^2$ kJ/kg
Entalpía específica saliente (h_{24})	$7.2081 \cdot 10^2$ kJ/kg

Tabla 34: *Presentación de los datos iniciales para la válvula de expansión 2 del sistema de refrigeración por absorción. Fuente: Elaboración propia.*

Las ecuaciones empleadas serán las mostradas en (9) y (10).

5.2.2.4 EVAPORADOR

El evaporador se encarga de convertir el agua que proviene del condensador (HEX 2) en vapor saturado para favorecer la absorción de LiBr que se producirá posteriormente en el absorbedor.

Variables involucradas	Valor numérico
Gasto másico del agua entrante (\dot{m}_{24})	0.2713 kg/s
Gasto másico del agua de refrigeración (\dot{m}_{refr})	7.3840 kg/s
Presión de baja del ciclo de absorción (P_{25})	1.50 kPa
Presión del ciclo de refrigeración (P_{refr})	101 kPa
Entalpía específica entrada del agua (h_{24})	$4.7538 \cdot 10^2$ kJ/kg
Entalpía específica salida del vapor saturado (h_{25})	$2.5247 \cdot 10^3$ kJ/kg

Tabla 35: Presentación de los datos iniciales para el evaporador del sistema de refrigeración por absorción. Fuente: Elaboración propia.

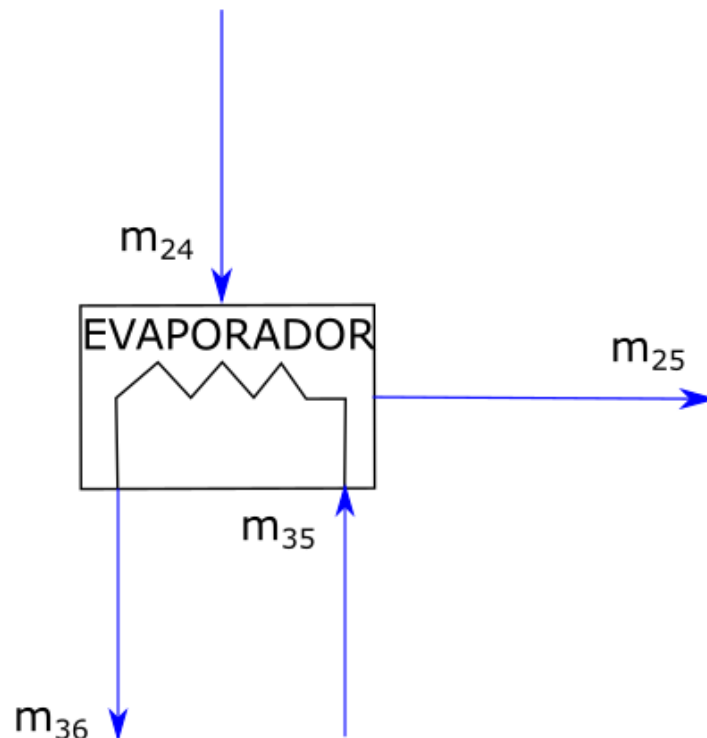


Figura 29: Flujos másicos de entrada y salida en el evaporador del sistema de refrigeración por absorción. Fuente: Elaboración propia.

5.2.2.5 INTERCAMBIADOR DE CALOR DE LA DISOLUCIÓN

Como hemos visto, el agua ha alcanzado condiciones de vapor saturado a la entrada del absorbedor, y ahora nos centraremos en el recorrido de la corriente de agua/LiBr que salía del generador y que terminará en el absorbedor para poder estudiarlo posteriormente.

Por lo tanto, la primera unidad que se encuentra el flujo de agua/LiBr es el intercambiador de calor. El objetivo de incluir el intercambiador es el de aprovechar parte del calor que lleva la corriente 19 para calentar el flujo de agua/LiBr (estado 18) antes de entrar al generador y de esta forma favorecer la separación de las moléculas de agua.

Variables involucradas	Valor numérico
Gasto másico de la disolución de LiBr (\dot{m}_{18})	9.6797 kg/s
Gasto másico de la disolución de LiBr (\dot{m}_{19})	9.4084 kg/s
Entalpía específica entrada de la disolución agua/LiBr (h_{17})	$9.5693 \cdot 10^1$ kJ/kg
Entalpía específica salida de la disolución agua/LiBr (h_{18})	$3.0230 \cdot 10^2$ kJ/kg
Entalpía específica entrada de la disolución agua/LiBr (h_{19})	$3.4944 \cdot 10^2$ kJ/kg
Entalpía específica salida del vapor saturado (h_{20})	$1.3688 \cdot 10^3$ kJ/kg

Tabla 36: *Presentación de los datos iniciales para el evaporador del sistema de refrigeración por absorción. Fuente: Elaboración propia.*

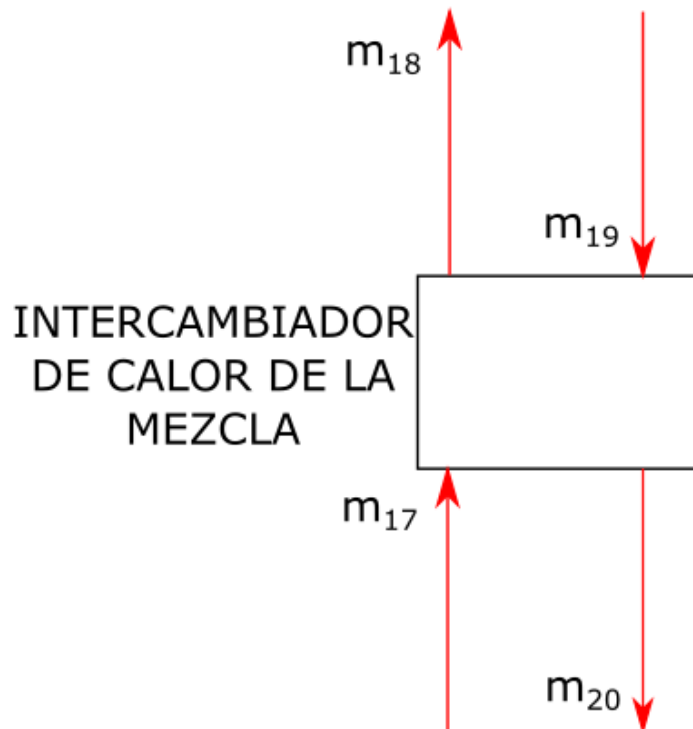


Figura 30: Flujos másicos de entrada y salida en el intercambiador de calor de la disolución del sistema de refrigeración por absorción. Fuente: Elaboración propia.

La modelización de nuestro intercambiador se realizará teniendo en cuenta la siguiente ecuación.

$$\dot{Q}_{SHX} = \dot{m}_{18} \cdot (h_{18} - h_{17}) = \dot{m}_{19} \cdot (h_{19} - h_{20}) \quad (36)$$

donde \dot{Q}_{SHX} es el flujo de calor absorbido por el gasto másico de agua/LiBr llevándolo a condiciones del estado 18.

5.2.2.6 VÁLVULA DE EXPANSIÓN 3

Igual que en las anteriores, al operar bajo condiciones de régimen estacionario, la entalpía se conserva entre los estados 20 y 21.

Variables involucradas	Valor numérico
Flujo másico circulante (\dot{m}_{21})	9.4084 kg/s
Entalpía específica entrante (h_{20})	$1.3688 \cdot 10^2$ kJ/kg
Entalpía específica saliente (h_{21})	$1.3688 \cdot 10^2$ kJ/kg

Tabla 37: *Presentación de los datos iniciales para la válvula de expansión 3 del sistema de refrigeración por absorción. Fuente: Elaboración propia.*

Las ecuaciones empleadas serán las mostradas en (9) y (10).

5.2.2.7 ABSORBEDOR

En el absorbedor entran la corriente de vapor saturado proveniente del evaporador (estado 25) junto con la solución agua/LiBr proveniente del generador (estado 21). En este componente se produce la absorción de agua en fase vapor por parte de las moléculas de LiBr, pasando a ser más débil la disolución (estado 16).

Variables involucradas	Valor numérico
Gasto másico de la disolución entrante (\dot{m}_{21})	9,4084 kg/s
Gasto másico del vapor saturado (\dot{m}_{25})	0.2713 kg/s
Gasto másico de la disolución saliente (\dot{m}_{16})	9.6797 kg/s
Presión de baja del ciclo de absorción (P_{16})	1.50 kPa
Fracción de agua dentro de la disolución agua/LiBr entrante (x_{21})	0,6
Fracción de agua dentro de la disolución agua/LiBr saliente (x_{16})	0,5
Entalpía específica del vapor saturado (h_{25})	$2.5247 \cdot 10^3$ kJ/kg
Entalpía específica de la disolución agua/LiBr entrante (h_{21})	$1.3688 \cdot 10^2$ kJ/kg
Entalpía específica de la disolución agua/LiBr saliente (h_{16})	$9.5690 \cdot 10^1$ kJ/kg

Tabla 38: *Presentación de los datos iniciales para el absorbedor del sistema de refrigeración por absorción. Fuente: Elaboración propia.*

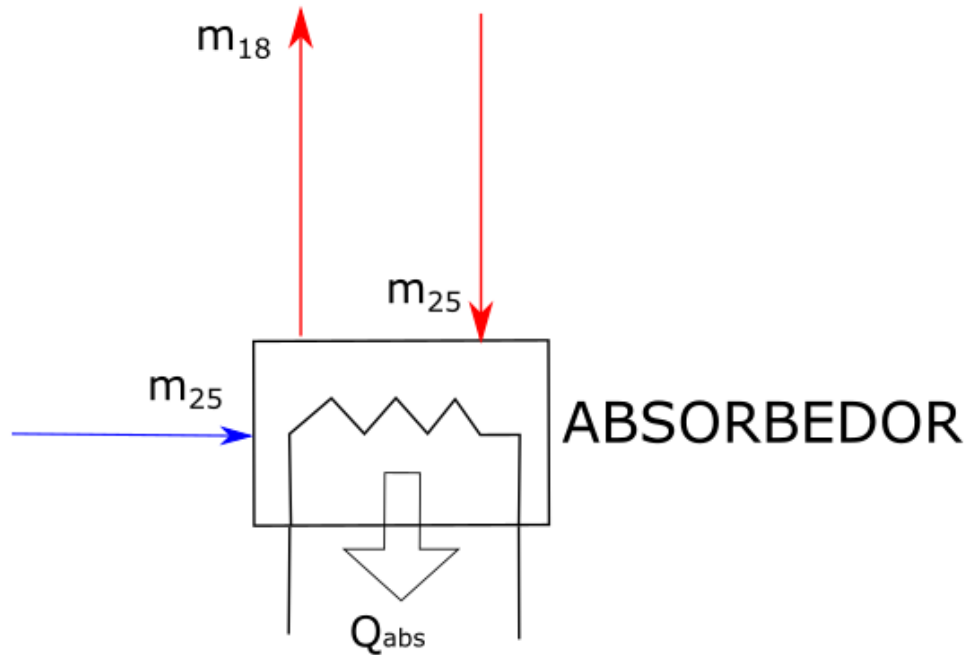


Figura 31: Flujos másicos de entrada y salida en el absorbedor del sistema de refrigeración por absorción. Fuente: Elaboración propia.

Con objeto de modelizar nuestro absorbedor, vamos a realizar un balance de masa y de energía como en el caso del generador.

$$\dot{m}_{16} = \dot{m}_{21} + \dot{m}_{25} \quad (37)$$

$$\dot{m}_{16} \cdot x_{16} = x_{21} \cdot \dot{m}_{21} + \dot{m}_{25} \quad (38)$$

$$\dot{Q}_{abs} = \dot{m}_{25} \cdot h_{25} + \dot{m}_{21} \cdot h_{21} - \dot{m}_{16} \cdot h_{16} \quad (39)$$

donde \dot{Q}_{abs} es el flujo de calor que se emite durante el proceso de absorción. Por otro lado, la segunda ecuación (38) es el balance de agua del componente.

5.2.2.8 BOMBA DE ABSORCIÓN

Para terminar con nuestro ciclo de refrigeración por absorción, nuestra solución de agua/LiBr débil pasa a una bomba para alcanzar la presión de alta de 160 kPa del generador.

Variables involucradas	Valor numérico
Gasto másico circulante (\dot{m}_{16})	9.6797 kg/s
Entalpía específica de la disolución agua/LiBr entrante (h_{16})	$9.5690 \cdot 10^1$ kJ/kg
Entalpía específica de la disolución agua/LiBr saliente (h_{17})	$9.5693 \cdot 10^1$ kJ/kg

Tabla 39: *Presentación de los datos iniciales para la bomba de absorción del sistema de refrigeración por absorción. Fuente: Elaboración propia.*

La ecuación para modelizar esta bomba será la siguiente.

$$\dot{W}_{bomb_abs} = \dot{m}_{16} \cdot (h_{17} - h_{16}) \quad (40)$$

donde \dot{W}_{bomb_abs} es el trabajo realizado por la bomba de absorción para elevar la presión de 1,5 kPa a 160 kPa.

5.3. PARÁMETROS TERMODINÁMICOS DEL CICLO

Una vez terminado el análisis del funcionamiento de los distintos componentes de nuestro sistema de refrigeración por absorción, nos centraremos en evaluar los parámetros generales del sistema con el fin de poder compararlo con los otros dos modelos.

Parámetro termodinámico	Valor numérico
Rendimiento del ciclo (η_{ciclo})	37.79 %
Flujo de calor caldera (\dot{Q}_{in})	$7.938 \cdot 10^3$ kW
Trabajo neto ciclo (\dot{W}_{neto})	$3 \cdot 10^3$ kW
Gasto másico reposición (\dot{m}_{rep})	1.435 kg/s
Coeficiente de rendimiento del subsistema de refrigeración por absorción (COP_{abs})	0.498

Tabla 40: Presentación de los parámetros generales del ciclo de refrigeración por absorción.

Fuente: Elaboración propia.

Como antes, nos hemos valido de la ecuación (19) para calcular el rendimiento del ciclo con nuestros datos para el flujo de calor suministrado en la caldera y el trabajo neto.

El rendimiento que hemos obtenido en nuestro sistema de refrigeración por absorción es el menor de los 3 debido a que en este último modelo empleamos un mayor gasto de combustible en la caldera.

Por otro lado, el gasto másico de agua que vamos reponiendo en la torre de refrigeración es menor que el ciclo Rankine estándar, lo cual es fantástico puesto que era nuestro objetivo principal.

No obstante, más adelante comentaremos más a fondo las diferencias entre los 3 modelos.

CAPÍTULO 6: ANÁLISIS ECONÓMICO

6.1. COSTE DE LOS COMPONENTES

A continuación describiremos las ecuaciones empleadas para calcular el coste de los diversos componentes en los tres sistemas distintos. Dichas ecuaciones están basadas en la experiencia del empleo en otras plantas de producción de potencia muy similares.

6.1.1. CALDERA

El coste de la caldera variará según la cantidad de calor que se está transfiriendo en la reacción de combustión, siendo mayor cuanto más calor se transfiera a los tubos.

La ecuación que define el coste de la caldera es:

$$C_{caldera} = 205 \cdot H_{bl}^{-0.13}$$

donde H_{bl} es el flujo de calor intercambiado en la caldera.

6.1.2. FEED HEATERS

En el primer sistema del ciclo Rankine estándar tendremos el coste del feed-heater cerrado más el abierto, mientras que en los dos sistemas restantes sólo tendremos el coste del abierto.

$$C_{fh} = 66 \cdot \dot{Q} \cdot \left(\frac{1}{T_{TD} + a_3} \right)^{0.1}$$

donde \dot{Q} es el flujo de calor del feed-heater, T_{TTD} es la diferencia entre la temperatura de salida del feed heater, menos la temperatura de entrada. Por último, a_3 es un parámetro que valdrá 4 para el feed-heater abierto y 6 para el cerrado.

6.1.3. BOMBAS

Las bombas que utilizamos en el ciclo de potencia varían según el modelo en el que estemos entre dos y tres, pero todas obedecen la misma ecuación:

$$C_{bomba} = 308.9 \cdot \dot{W}_{bomba}^{COF}$$

Siendo el exponente COF, un coeficiente que tendrá un valor distinto según el rango de potencia de la bomba en el que estemos: 0.25 para bombas con una potencia entre 0.02-0.3 kW; 0.45 entre 0.3-20 kW y 0.84 entre 20-200 kW.

6.1.4. TORRE DE REFRIGERACIÓN

El coste de nuestra torre será mayor cuanto más flujo másico de agua circule por ella según la ecuación:

$$C_{torre} = x_1 \cdot \dot{m}_w^{x_2} \cdot 10^{x_3 \cdot A \cdot R + x_4 \cdot A + x_5 \cdot R + x_6}$$

siendo x_1, x_2, x_3, x_4, x_5 y x_6 coeficientes de valores 3950.9, 0.58729, 0.0032091, -0.026719, 0.0436540 y -0.1026 respectivamente. Por otro lado, A es la diferencia entre la temperatura de la salida del agua fría y la temperatura de bulbo húmedo a la entrada del aire. R es la diferencia entre la temperatura de entrada y salida del agua.

6.1.5. TURBINA Y COMPRESOR

Para la turbina y el compresor del sistema refrigerado por vapor-compresión, emplearemos las siguientes fórmulas:

$$C_{turbina} = 3880.5 \cdot (P_{alta}^{0.7}) \cdot \left(1 + \left(\frac{0.05}{1 - \eta_{turb}}\right)^3\right) \cdot \left(1 + 5 \cdot e^{\left(\frac{T_a - 866}{10.42}\right)}\right)$$

$$C_{comp} = 3880.5 \cdot \dot{m}_{comp} \cdot \left(\frac{P_{17}}{P_{16}}\right) \cdot \left(\frac{\eta_{comp}}{1 - \eta_{comp}}\right)$$

siendo P_{alta} la presión al entrar en la turbina, η_{turb} su rendimiento y T_a la temperatura ambiente.

Por otro lado, \dot{m}_{comp} es el gasto másico que circula por el compresor del sistema de vapor por compresión-refrigeración y η_{comp} es el rendimiento de la máquina.

6.1.6. INTERCAMBIADORES DE CALOR

Aquí incluiremos el condensador, el generador, el absorbedor, el evaporador y los distintos intercambiadores de calor presentes en los ciclos.

Todos tienen las mismas ecuaciones para calcular su coste salvo para el generador y el absorbedor que tomaremos un valor de referencia típico obtenido de otras centrales.

Las ecuaciones que emplearemos son:

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{h,in} - T_{c,out}) - (T_{h,out} - T_{c,in})}{\ln\left(\frac{(T_{h,in} - T_{c,out})}{(T_{h,out} - T_{c,in})}\right)}$$

$$Q_{HEX} = U \cdot A_{HEX} \cdot \Delta T_{lm}$$

donde obtendremos el valor del área de transferencia de calor de nuestros intercambiadores de calor conociendo el calor que se emite y las temperaturas de entrada y salida de tanto el flujo caliente como el frío. Una vez calculado el valor del área, pasamos a hallar el coste de cada componente tomando algunos valores de la literatura que se presentan en la tabla 41.

$$C_{HEX} = 1.4395 \cdot C_{Ref,HEX} \cdot \left(\frac{A_{HEX}}{A_{Ref,HEX}}\right)^{0.6}$$

Donde $A_{Ref,HEX}$ es el área de referencia y $C_{Ref,HEX}$ es el coste de referencia empleado para cada uno de los componentes.

Constante económica	Valor
$C_{Ref,HEX}$	12000 \$
$C_{Ref,cond}$	8000 \$
$C_{Ref,evap}$	16000 \$
$C_{Ref,gen}$	17500 \$
$C_{Ref,abs}$	16500 \$
Área de referencia	100 m ²
U_{HEX}	1
U_{evap}	1.5

Tabla 41: Representación de los parámetros económicos empleados en las ecuaciones. Fuente:
Elaboración propia

Cabe destacar que para el generador y el absorbedor, se tomarán directamente los valores de los costes de referencia para mayor simpleza.

6.1.7. VÁLVULA DE EXPANSIÓN

Para la válvula de expansión, tomaremos su valor de la literatura que viene a ser unos 300 \$. No influirá prácticamente nada en la suma total de los costes por su bajo precio.

6.2. COSTE TOTAL DEL CAPITAL

El coste total del capital se divide en los costes de los componentes (C_{PEC}), los costes civiles y de construcción (C_{civil}), los costes de ingeniería y supervisión ($C_{ingeniería}$) y otros costes de contingencia ($C_{contingencia}$).

Impondremos que los tres últimos costes vienen derivados de los costes de los componentes para evitar excesivas complicaciones, pero que suponen una buena aproximación.

Los calcularemos mediante las siguientes fórmulas:

$$C_{civil} = 0.2 \cdot C_{PEC}$$

$$C_{contingencia} = 0.15 \cdot C_{PEC}$$

$$C_{ingeniería} = 0.15 \cdot (C_{contingencia} + C_{civil} + C_{PEC})$$

$$CCT = C_{PEC} + C_{civil} + C_{contingencia} + C_{ingeniería}$$

siendo CCT el coste del capital total que es la suma de todos los costes anteriores.

6.3. COSTE OPERACIONAL

Para calcular los costes que involucran las operaciones que se realizan en nuestra planta, vamos a necesitar una serie de variables y datos que se mostrarán en la siguiente tabla.

Variable o dato	Valor
Número de trabajadores (N_{trab})	8
Ratio del interés (i)	0.15
Ciclo de vida de la planta (L_c)	20 años
Factor de carga de la planta (pf)	0.9
Poder calorífico inferior del gas natural (LHV_{GN})	47.966 MJ/kg
Densidad del gas natural (ρ_{GN})	0.7 kg/m ³
Precio del gas natural (f_{tarifa})	0.0284 €/m ³
Precio del agua industrial (w_{tarifa})	0.1136 €/kg

Tabla 42: Presentación de los datos económicos. Fuente: Elaboración propia.

Como ya hemos dicho previamente, el combustible que utilizamos en nuestra caldera es gas natural, y los datos referentes a los precios del combustible y del agua se han tomado de un estudio que se mostrará en la bibliografía.

Sin más preámbulos, las ecuaciones que hemos empleado para calcular los diversos costes en los que se dividen los costes totales operativos son:

$$CRF = \frac{i \cdot (1 + i)^{L_c}}{(1 + i)^{L_c} - 1}$$

$$CO_{trab} = N_{trab} \cdot 11000$$

$$CO_{mantenimiento} = 0.06 \cdot CCT \cdot pf \cdot CRF$$

$$Coste_{comb} = \left(\frac{\dot{Q}_{cald} \cdot \rho_{GN}}{LHV_{GN}} \right) \cdot 3600 \cdot 24 \cdot 365 \cdot pf \cdot f_{tarifa}$$

$$Coste_{agua} = \left(\frac{\dot{m}_{rep}}{1000} \right) \cdot 3600 \cdot 24 \cdot 365 \cdot pf \cdot w_{tarifa}$$

6.4. PRESENTACIÓN DE LOS COSTES TOTALES ANUALES

Los costes anuales para cada uno de los costes serán:

- Coste Capital Anual: $CCA = CCT \cdot CRF$
- Coste Operacional Anual: $COA = CO_{trab} + CO_{mantenimiento} + Coste_{comb} + Coste_{agua}$

Por lo tanto, el coste total anual será la suma de los dos costes anteriores:

$$CTA = CCA + COA$$

Coste total	Valor (€)
CCA del ciclo Rankine estándar (CCA_1)	$9.775 \cdot 10^5$
COA del ciclo Rankine estándar (COA_1)	$2.649 \cdot 10^5$
CTA del ciclo Rankine estándar (CTA_1)	$1.367 \cdot 10^6$
CCA del ciclo Rankine de compresión-refrigeración (CCA_2)	$1.847 \cdot 10^6$
COA del ciclo Rankine de compresión-refrigeración (COA_2)	$3.153 \cdot 10^5$
CTA del ciclo Rankine de compresión-refrigeración (CTA_2)	$2.378 \cdot 10^6$
CCA del ciclo Rankine de refrigeración por absorción (CCA_3)	$9.856 \cdot 10^5$
COA del ciclo Rankine de refrigeración por absorción (COA_3)	$2.686 \cdot 10^5$
CTA del ciclo Rankine de refrigeración por absorción (CTA_3)	$1.38 \cdot 10^6$

Tabla 43: *Presentación de los diversos costes anuales para cada uno de los tres sistemas estudiados. Fuente: Elaboración propia.*

Podemos observar, aunque lo comentaremos más adelante, que el mayor Coste Total Anual corresponde al sistema de compresión-refrigeración y el menor al del Rankine estándar.

Por tanto, a priori, parece que nuestros ciclos alternativos empeoran nuestros costes comparado con el modelo base. No obstante, no olvidemos que nuestro objetivo era conseguir reducir el consumo de agua de la torre de refrigeración, y esa disminución vale la pena (al menos en el caso del sistema de refrigeración por absorción).

CAPÍTULO 7: IMPACTO AMBIENTAL

7.1. EMISIONES DE CO₂

En este capítulo vamos a estudiar las emisiones de CO₂ extra que emitimos en la caldera en el sistema de refrigeración por absorción comparado con el del Rankine estándar.

Para ello, tomaremos el calor intercambiado en las calderas de cada uno de los sistemas para ver la diferencia de emisiones en CO₂ y después lo compararemos con el ahorro de agua en la reposición de la torre de refrigeración si se emplease dicha cantidad de agua ahorrada en otras aplicaciones, como por ejemplo una planta de ósmosis inversa.

Primeramente, calculamos la diferencia de potencia entre las dos calderas y tomamos de la referencia [9], un valor de $0.22 \text{ kg}_{\text{CO}_2} / \text{kWh}_{\text{comb}}$ para calcular las emisiones de CO₂.

Parámetro caldera	Valor
Gasto extra de energía en la caldera del ciclo de refrigeración por absorción (kWh)	275.3
Cantidad de CO ₂ emitida (kg)	60.566

Tabla 44: Presentación del CO₂ extra generado en el sistema de refrigeración por absorción.

Fuente: Elaboración propia.

Como vemos, emitimos 60.566 kg de CO₂ de más al emplear un 3.47% más de gas natural en la caldera del sistema de refrigeración por absorción.

Pasamos ahora a analizar si el ahorro de agua en la reposición de la torre puede compensar los kilogramos de CO₂ extra que emitimos en la caldera si la empleamos en una planta de ósmosis inversa para la desalación de agua de mar estudiando los kWh/m³ generados. Tomaremos un valor de $1.90 \text{ kWh} / \text{m}^3$ [10] para calcular el número de kWh que se pueden obtener por medio de la diferencia en la cantidad de agua que nos ahorramos en el último sistema y calcularemos los kilogramos de CO₂ que estaremos dejando de emitir, por así decir, al aprovechar energía con el agua ahorrada.

Parámetro agua reposición	Valor
Ahorro de agua en el ciclo de refrigeración por absorción (m ³)	0.5364
Energía aprovechada (kWh)	1.019
Cantidad de CO ₂ equivalente (kg)	0.2242

Tabla 45: *Presentación del CO₂ no emitido equivalente al aprovechar la diferencia de agua de reposición empleada en la torre de refrigeración. Fuente: Elaboración propia.*

A tenor de los resultados, la cantidad de CO₂ que conseguimos evitar que se emite es pequeña comparada con la que emitimos al emplear un 3.47% más de combustible en la caldera.

Por tanto, tendremos que asumir unas emisiones de CO₂ extra cifradas en unos 60.342 kg para conseguir el objetivo de reducir el agua de reposición de la torre.

CAPÍTULO 8: CONCLUSIONES

8.1. DISCUSIÓN DE LOS RESULTADOS OBTENIDOS

A raíz de los resultados que hemos ido consiguiendo al analizar termodinámica y económicamente el ciclo de potencia de Rankine estándar, más las dos variaciones que le hicimos con el objetivo de reducir la cantidad de flujo másico de reposición que había que ir metiéndole a nuestra torre de refrigeración, debemos valorar si dichas modificaciones introducidas fueron efectivas o, por el contrario, no alcanzamos el objetivo fijado.

En resumen, los datos característicos que hemos obtenido de cada sistema se muestran en la siguiente tabla.

Dato	Unidades	Rankine estándar	Compresión-refrigeración	Refrigeración por absorción
\dot{Q}_{comb}	kW	7663	7889	7938.3
η_{ciclo}	-	0.3915	0.3803	0.3779
COP	-	-	2.12	0.498
\dot{m}_{rep}	kg/s	1.584	1.656	1.435
CCA	€	$9.775 \cdot 10^5$	$1.847 \cdot 10^6$	$9.856 \cdot 10^5$
COA	€	$2.649 \cdot 10^5$	$3.153 \cdot 10^5$	$2.686 \cdot 10^5$
CTA	€	$1.367 \cdot 10^6$	$2.378 \cdot 10^6$	$1.38 \cdot 10^6$

Tabla 46: Resultados termodinámicos y económicos de los tres sistemas estudiados. Fuente: *Elaboración propia.*

Podemos observar que en términos de rendimiento total del ciclo, el mayor es el del sistema Rankine estándar, empleado masivamente en las centrales térmicas debido precisamente a su elevado rendimiento. A continuación, le sigue el sistema de compresión-refrigeración y el de absorción.

Estas diferencias son debidas al aumento de flujo de calor aportado por el combustible en la caldera en los dos sistemas alternativos respecto al original. Al eliminar el feed-heater cerrado, se penaliza a estos sistemas puesto que no sustituyen a este feed-heater cerrado de forma igualmente eficiente en términos de aprovechamiento de calor, sino que intentan reducir el calor disipado por el condensador situado detrás de la turbina de baja presión, y por tanto, el gasto másico de agua de reposición de la torre de refrigeración.

El gasto másico de agua empleada en reposición tiene un valor de 1.584 kg/s en el ciclo Rankine estándar y era nuestro objetivo lograr reducir esta cantidad. Vemos que el primer sistema alternativo de compresión-refrigeración no consigue el efecto deseado, sino lo contrario, el gasto másico de agua aumenta un 4.55% respecto al sistema base.

Por otro lado, en el sistema de refrigeración por absorción si logra su objetivo y el gasto másico de reposición baja un 10.38%, lo cual es un valor a tener muy en cuenta.

Las condiciones económicas reflejadas por los CCA, COA y CTA nos muestran que los costes de operación anual y los costes del capital anual aumentan de forma notable en el sistema de compresión-refrigeración y ligeramente en el de refrigeración por absorción. En concreto, en el primero de los dos sistemas alternativos, se necesita invertir un total de 1,011,000€ más que en el sistema de referencia. Sin embargo, en el de refrigeración por absorción, solo es necesario aumentar la inversión en 13,000€, lo cual supone un 0.942% con respecto al CTA. Cabe destacar que era esperable que los costes fueran a aumentar en los dos últimos sistemas debido a la mayor complejidad de los mismos, por lo que un sobre coste de 13,000€ en el último de ellos, es más que asumible.

En base a los resultados, el sistema de compresión-refrigeración no será seleccionado como alternativa a reemplazar al sistema Rankine original puesto que no logra reducir el consumo de agua empleado en la reposición de la torre y además tiene un coste total anual mucho mayor.

Por lo tanto, nos quedaremos con el sistema de refrigeración por absorción ya que consigue disminuir el gasto másico de reposición, el cual era el principal objetivo, y el sobre coste es mucho menor comparado con la cantidad de agua ahorrada en zonas donde su acceso es limitado.

8.2. VALORACIÓN FINAL DEL SISTEMA ELEGIDO

Este proyecto acerca de la viabilidad de la implementación de una central de potencia basada en un ciclo Rankine refrigerada por un sistema de absorción ha logrado su objetivo de reducir el gasto másico de agua de reposición empleado en la torre de refrigeración.

Esto ha sido comprobado al estudiar los diversos aspectos termodinámicos y económicos del modelo base y los dos alternativos, llegando a la conclusión de que el sistema de refrigeración por absorción se ajustaba mejor a los requerimientos iniciales expuestos.

El gasto másico empleado en la reposición del agua de la torre de refrigeración se disminuyó en un 10.38% y obtuvimos un sobrecoste de 13,000€ respecto al presupuesto del sistema de referencia.

Sin embargo, el hecho de conseguir reducir el gasto másico de agua más de un 10% en zonas con difícil acceso a la misma, se considera más relevante que aumentar muy ligeramente el presupuesto inicial.

Por todo esto, me complace anunciar que las modificaciones realizadas en un ciclo de potencia de Rankine al sustituir el feed-heater cerrado por un sistema de refrigeración por absorción empleando una disolución de agua/LiBr, logró llegar al objetivo inicial del proyecto y, por tanto, su posible implantación en lugares donde haya escasez de agua.

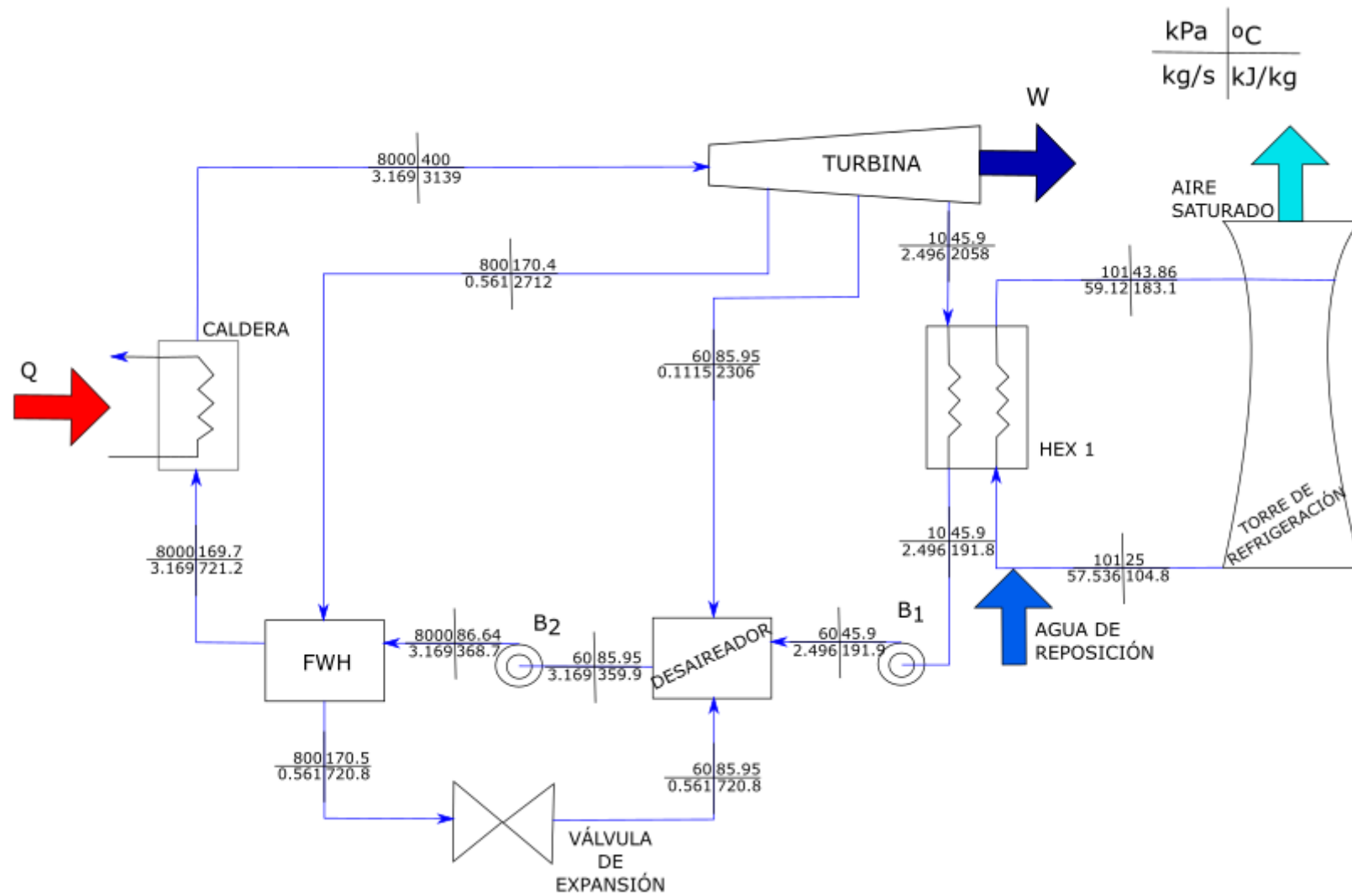
BIBLIOGRAFÍA

- [1]: <https://www.logismarket.com.mx/morton-pumps/bombas-industriales/2771971946-1325118029-p.html>
- [2]: <https://tratamiento.wordpress.com/2010/03/12/calderas-1/>
- [3]: <https://dushant.wordpress.com/why-choose-mechanical-engineering/gas-turbines/>
- [4]: <http://www.guesap.com.br/condensador-agua-industrial>
- [5]: <https://www.emaze.com/@AFOOTFTF/TERMO>
- [6]: J. Moran, Michael. Fundamentos de Termodinámica técnica. Editorial Reverté, 2004.
- [7]: Ifaei Pouya, Rashidi Jouan, Yoo ChangKyoo. (2016). Thermoeconomic and environmental analyses of a low water consumption combined steam power plant and refrigeration chillers – Part 1 and 2. *Energy Conversion and Management*, 123, 610-642.
- [8]: https://es.wikipedia.org/wiki/Refrigeraci%C3%B3n_por_absorci%C3%B3n
- [9]: http://www.minetad.gob.es/energia/desarrollo/EficienciaEnergetica/RITE/propuestas/Documents/2014_03_03_Factores_de_emision_CO2_y_Factores_de_paso_Efinal_Eprimaria_V.pdf
- [10]: http://hispagua.cedex.es/sites/default/files/hispagua_articulo/Ingcivil/2007_148_113.pdf

ANEXO



ANEXO A1. ESQUEMA CICLO RANKINE ESTÁNDAR



ANEXO A2. CÓDIGO PARA LOS CÁLCULOS DEL ANÁLISIS TERMODINÁMICO DEL PRIMER SISTEMA MEDIANTE MATLAB

```
clear
clc
addpath('C:/Users/Javier/Documents/MATLAB/main');

%CICLO DE POTENCIA DE VAPOR EMPLEANDO TORRE DE REFRIGERACIÓN
%Propiedades
epsilon_i=0.9;
v=1e-3;
Cpw=4180;

%Presiones
P8=8000; %kPa
P9=800; %kPa
P10=60; %kPa
P11=10; %kPa
P31=101; %kPa

%Temperaturas
T8=400;
Tdb_12=25;
Twb_12=21;
Tdb_13=30;
T15=25;
T31=500;

%Rendimientos y trabajo neto
rdto_turb=85;
rdto_bomba=90;
RH13=100;
Wneto=3000; %kW

%Gastos máxicos
mspp=3.169;
%Ratio respecto a mspp del flujo de la turbina de alta y media
y=0.177;
z=0.0352;

%CALCULO Y ECUACIONES A LO LARGO DEL CICLO

%Turbina de vapor
h8=CoolProp.PropsSI('H','T',T8+273.15,'P',P8*1000,'Water');
s8=CoolProp.PropsSI('S','T',T8+273.15,'P',P8*1000,'Water');
hs9=CoolProp.PropsSI('H','S',s8,'P',P9*1000,'Water');
hs10=CoolProp.PropsSI('H','S',s8,'P',P10*1000,'Water');
hs11=CoolProp.PropsSI('H','S',s8,'P',P11*1000,'Water');

h9=h8-rdto_turb*(h8-hs9)/100;
h10=h9-rdto_turb*(h9-hs10)/100;
h11=h10-rdto_turb*(h10-hs11)/100;
Wturb=mspp*(h8-y*h9-z*h10-(1-y-z)*h11)/1000;

%Caldera
```

```
%Qin=7660; %kW
%h5=h8-Qin*1000/mspp;

%Bomba de condensado
P1=P11;
P2=P10;
Wbomb_cond=(mspp*(1-y-z)*v*(P2-P1))/rdto_bomba*100;
h1=CoolProp.PropsSI('H','P',P1*1000,'Q',0,'Water');
h2=h1+Wbomb_cond*1000/(mspp*(1-y-z));

%Bomba de impulsión
P3=P2;
P4=P8;
Wbomb_imp=(mspp*v*(P4-P3))/rdto_bomba*100;
h3=CoolProp.PropsSI('H','P',P3*1000,'Q',0,'Water');
h4=h3+Wbomb_imp*1000/mspp;

%Open FeedWater-Heater
m_in=mspp*(1-y-z)+mspp*(y+z);
Q_OFWH=mspp*(1-y-z)*(h3-h2);
m_out=mspp;
if m_in==m_out
    fprintf('balance de masa del OFWH correcto')
else
    fprintf('balance de masa del OFWH incorrecto')
end

h7=(1*h3-z*h10-(1-y-z)*h2)/y;

%Closed FeedWater-Heater
h6=h7;
h5=(1*h4+y*h9-y*h6)/1;
Q_CFWH=mspp*(h5-h4);
e_in=mspp*(h4+y*h9);
e_out=mspp*(h5+y*h6);
if e_in==e_out
    fprintf('balance de energía del CFWH correcto')
else
    fprintf('balance de energía del CFWH incorrecto')
end

%Condensador
Qcond=mspp*(1-y-z)*(h11-h1);
Tcond=CoolProp.PropsSI('T','P',P11*1000,'Q',0,'Water');
TTD=epsilon_i*(Tcond-(T15+273));
T14=T15+TTD;

%Caldera
Qin=mspp*(h8-h5);

%Torre de refrigeración de tiro natural
m=Qcond/(Cpw*(T14-T15));

hin_aire=CoolProp.HAPropsSI('H','T',Tdb_12+273.15,'B',Twb_12+273.15,'P',101325);
hout_aire=CoolProp.HAPropsSI('H','T',Tdb_13+273.15,'P',101325,'R',1);
m_aire=Qcond/(hout_aire-hin_aire);
```



```
win_aire=CoolProp.HAPropsSI('W','T',Tdb_12+273.15,'B',Twb_12+273.15,'P',101325);
wout_aire=CoolProp.HAPropsSI('W','T',Tdb_13+273.15,'P',101325,'R',1);
```

```
%Gasto másico de agua evaporado y absorbido por el aire
m_makeup=m_aire*(wout_aire-win_aire);
```

```
%Rendimiento del ciclo
rdto_ciclo=Wneto*1000/Qin;
```

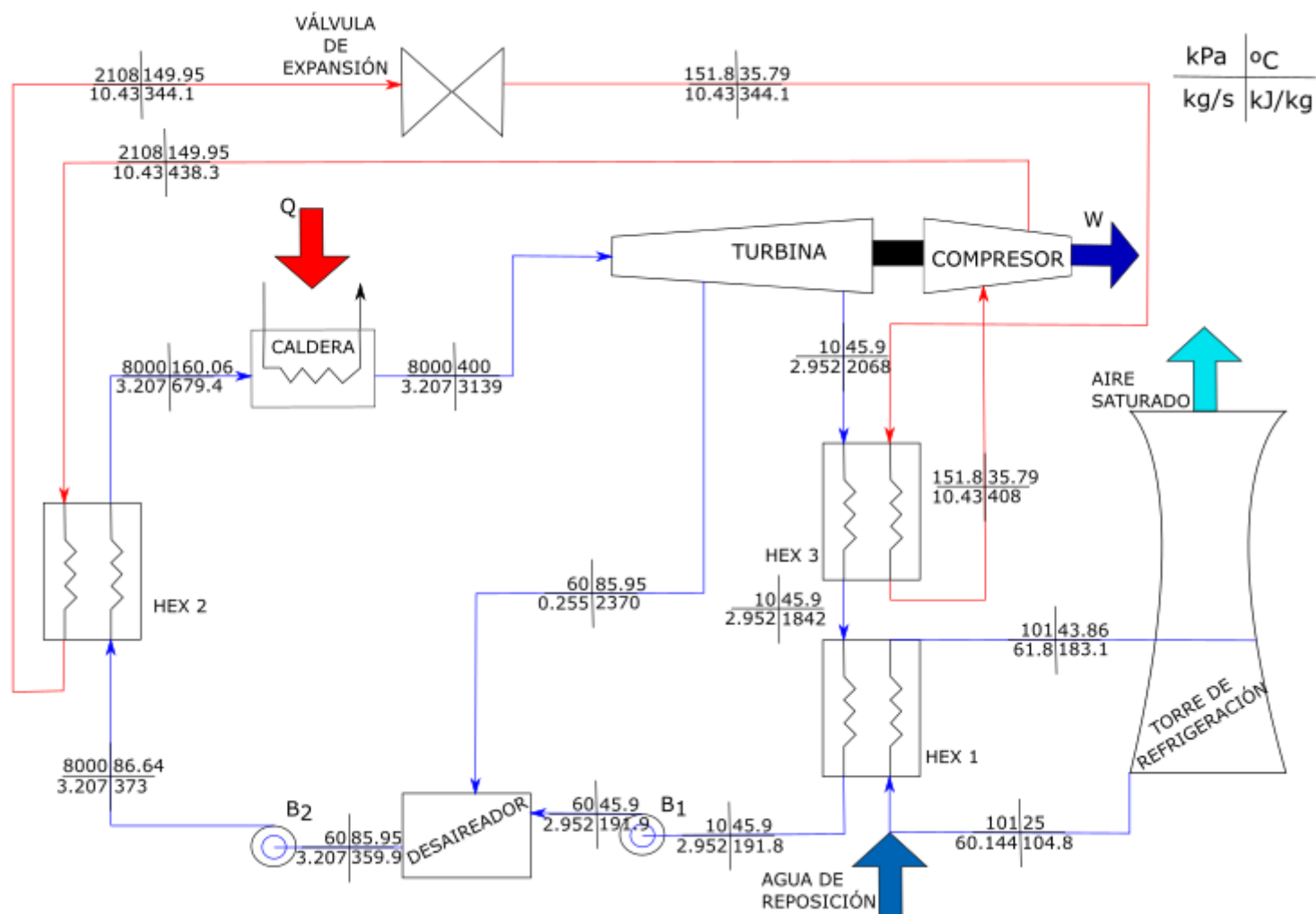
```
%Datos construcción diagrama T-s
sw1=CoolProp.PropsSI('S','T',273.20,'Q',0,'Water');
sv1=CoolProp.PropsSI('S','T',273.20,'Q',1,'Water');
sw2=CoolProp.PropsSI('S','T',280,'Q',0,'Water');
sv2=CoolProp.PropsSI('S','T',280,'Q',1,'Water');
sw3=CoolProp.PropsSI('S','T',300,'Q',0,'Water');
sv3=CoolProp.PropsSI('S','T',300,'Q',1,'Water');
sw4=CoolProp.PropsSI('S','T',320,'Q',0,'Water');
sv4=CoolProp.PropsSI('S','T',320,'Q',1,'Water');
sw5=CoolProp.PropsSI('S','T',340,'Q',0,'Water');
sv5=CoolProp.PropsSI('S','T',340,'Q',1,'Water');
sw6=CoolProp.PropsSI('S','T',360,'Q',0,'Water');
sv6=CoolProp.PropsSI('S','T',360,'Q',1,'Water');
sw7=CoolProp.PropsSI('S','T',380,'Q',0,'Water');
sv7=CoolProp.PropsSI('S','T',380,'Q',1,'Water');
sw8=CoolProp.PropsSI('S','T',400,'Q',0,'Water');
sv8=CoolProp.PropsSI('S','T',400,'Q',1,'Water');
sw9=CoolProp.PropsSI('S','T',420,'Q',0,'Water');
sv9=CoolProp.PropsSI('S','T',420,'Q',1,'Water');
sw10=CoolProp.PropsSI('S','T',440,'Q',0,'Water');
sv10=CoolProp.PropsSI('S','T',440,'Q',1,'Water');
sw11=CoolProp.PropsSI('S','T',460,'Q',0,'Water');
sv11=CoolProp.PropsSI('S','T',460,'Q',1,'Water');
sw12=CoolProp.PropsSI('S','T',480,'Q',0,'Water');
sv12=CoolProp.PropsSI('S','T',480,'Q',1,'Water');
sw13=CoolProp.PropsSI('S','T',500,'Q',0,'Water');
sv13=CoolProp.PropsSI('S','T',500,'Q',1,'Water');
sw14=CoolProp.PropsSI('S','T',520,'Q',0,'Water');
sv14=CoolProp.PropsSI('S','T',520,'Q',1,'Water');
sw15=CoolProp.PropsSI('S','T',540,'Q',0,'Water');
sv15=CoolProp.PropsSI('S','T',540,'Q',1,'Water');
sw16=CoolProp.PropsSI('S','T',560,'Q',0,'Water');
sv16=CoolProp.PropsSI('S','T',560,'Q',1,'Water');
sw17=CoolProp.PropsSI('S','T',580,'Q',0,'Water');
sv17=CoolProp.PropsSI('S','T',580,'Q',1,'Water');
sw18=CoolProp.PropsSI('S','T',600,'Q',0,'Water');
sv18=CoolProp.PropsSI('S','T',600,'Q',1,'Water');
sw19=CoolProp.PropsSI('S','T',620,'Q',0,'Water');
sv19=CoolProp.PropsSI('S','T',620,'Q',1,'Water');
sw20=CoolProp.PropsSI('S','T',640,'Q',0,'Water');
sv20=CoolProp.PropsSI('S','T',640,'Q',1,'Water');
sw21=CoolProp.PropsSI('S','T',647.096,'Q',0,'Water');
sv21=CoolProp.PropsSI('S','T',647.096,'Q',1,'Water');
```

```
s1=CoolProp.PropsSI('S','P',P1*1000,'Q',0,'Water');
T1=CoolProp.PropsSI('T','P',P1*1000,'Q',0,'Water');
```

```
s2=CoolProp.PropsSI('S','P',P2*1000,'H',h2,'Water');
T2=CoolProp.PropsSI('T','P',P2*1000,'H',h2,'Water');
s3=CoolProp.PropsSI('S','P',P3*1000,'H',h3,'Water');
T3=CoolProp.PropsSI('T','P',P3*1000,'H',h3,'Water');
s4=CoolProp.PropsSI('S','P',P4*1000,'H',h4,'Water');
T4=CoolProp.PropsSI('T','P',P4*1000,'H',h4,'Water');
s5=CoolProp.PropsSI('S','P',P4*1000,'H',h5,'Water');
T5=CoolProp.PropsSI('T','P',P4*1000,'H',h5,'Water');
s6=CoolProp.PropsSI('S','P',P9*1000,'Q',0,'Water');
T6=CoolProp.PropsSI('T','P',P9*1000,'Q',0,'Water');
s7=CoolProp.PropsSI('S','P',P3*1000,'H',h7,'Water');
T7=CoolProp.PropsSI('T','P',P3*1000,'H',h7,'Water');
s9=CoolProp.PropsSI('S','P',P9*1000,'H',h9,'Water');
T9=CoolProp.PropsSI('T','P',P9*1000,'H',h9,'Water');
s10=CoolProp.PropsSI('S','P',P10*1000,'H',h10,'Water');
T10=CoolProp.PropsSI('T','P',P10*1000,'H',h10,'Water');
s11=CoolProp.PropsSI('S','P',P11*1000,'Q',1,'Water');
T11=CoolProp.PropsSI('T','P',P11*1000,'Q',1,'Water');
```



***ANEXO B1. ESQUEMA CICLO RANKINE EMPLEANDO VAPOR CON
COMPRESIÓN-REFRIGERACIÓN***



**ANEXO B2. CÓDIGO PARA LOS CÁLCULOS DEL ANÁLISIS
TERMODINÁMICO DEL SEGUNDO SISTEMA MEDIANTE MATLAB**

```
clear
clc
addpath('C:/Users/Javier/Documents/MATLAB/main');

%CICLO DE POTENCIA DE VAPOR CON COMPRESOR-EVAPORADOR
%Propiedades
epsilon_i=0.9;
v=1.49e-3;
Cpw=4180;

%Presiones
P8=8000; %kPa
P9=800; %kPa
P10=60; %kPa
P11=10; %kPa
P31=101; %kPa
P16=151.8; %kPa
P17=2108; %kPa

%Temperaturas
T8=400;
Tdb_12=25;
Twb_12=21;
Tdb_13=30;
T15=25;
T31=500;

%Rendimientos y trabajo neto
rdto_turb=85;
rdto_bomba=90;
rdto_comp=85;
RH13=100;
Wneto=3000; %kW

%Gastos máxicos
mspp=3.207;
mvcr=10.43;
%Ratio respecto a mspp del flujo de la turbina de alta y media
y=0;
z=0.0795;

%CALCULO Y ECUACIONES A LO LARGO DEL CICLO

%Turbina de vapor
h8=CoolProp.PropsSI('H','T',T8+273.15,'P',P8*1000,'Water');
s8=CoolProp.PropsSI('S','T',T8+273.15,'P',P8*1000,'Water');
hs10=CoolProp.PropsSI('H','S',s8,'P',P10*1000,'Water');
hs11=CoolProp.PropsSI('H','S',s8,'P',P11*1000,'Water');

h10=h8-rdto_turb*(h8-hs10)/100;
h11=h10-rdto_turb*(h10-hs11)/100;
Wturb=mspp*(h8-z*h10-(1-y-z)*h11)/1000;
```

```
%Bomba de condensado
P1=P11;
P2=P10;
Wbomb_cond=(mspp*(1-y-z)*v*(P2-P1))/rdto_bomba*100;
h1=CoolProp.PropsSI('H','P',P1*1000,'Q',0,'Water');
h2=h1+Wbomb_cond*1000/(mspp*(1-y-z));

%Bomba de impulsión
P3=P2;
P5=P8;
Wbomb_imp=(mspp*v*(P5-P3))/rdto_bomba*100;
h3=CoolProp.PropsSI('H','P',P3*1000,'Q',0,'Water');
h5=h3+Wbomb_imp*1000/mspp;

%Open Feed-Heater
m_in=mspp*(1-y-z)+mspp*(y+z);
Q_OFWH=mspp*(1-z)*(h3-h2);
m_out=mspp;
if m_in==m_out
    fprintf('balance de masa del OFWH correcto')
else
    fprintf('balance de masa del OFWH incorrecto')
end

%HEX3_1
h16=CoolProp.PropsSI('H','P',P16*1000,'Q',1,'R11');

%Compresor
Wcomp=Wturb-Wneto-Wbomb_cond-Wbomb_imp;
h17=h16+(Wcomp*1000/mvcr);
D16=CoolProp.PropsSI('D','H',h16,'P',P16*1000,'R11');
T16=CoolProp.PropsSI('T','H',h16,'P',P16*1000,'R11');
T17=CoolProp.PropsSI('T','H',h17,'P',P17*1000,'R11');

%HEX 2
P18=P17;
h18=CoolProp.PropsSI('H','P',P18*1000,'Q',0,'R11');
Qhex2=mvcr*(h17-h18);
h34=h5+Qhex2/mspp;
T18=CoolProp.PropsSI('T','H',h18,'P',P18*1000,'R11');

%Válvula de expansión
h19=h18;

%HEX3_2
Qhex3=mvcr*(h16-h19);

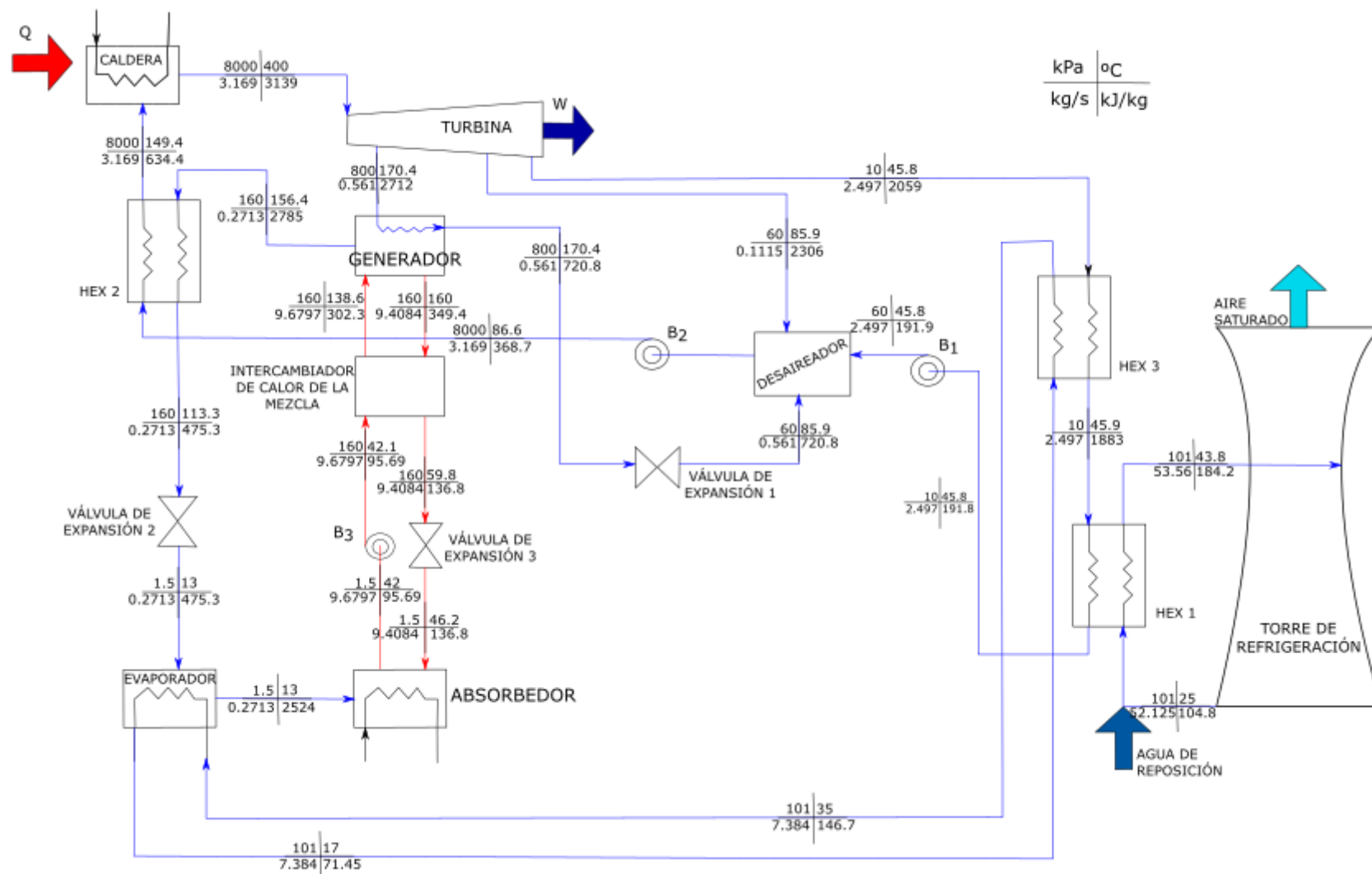
%Caldera
Qin=mspp*(h8-h34);
T34=CoolProp.PropsSI('T','H',h34,'P',P5*1000,'Water');

%Condensador
h33=h11-Qhex3/(mspp*(1-y-z));
Qcond=mspp*(1-y-z)*(h33-h1);
Tcond=CoolProp.PropsSI('T','P',P11*1000,'Q',0,'Water');
```

```
TTD=epsilon_i*(Tcond-(T15+273));  
T14=T15+TTD;  
  
%Torre de refrigeración de tiro natural  
m=Qcond/(Cpw*(T14-T15));  
  
hin_aire=CoolProp.HAPropsSI('H','T',Tdb_12+273.15,'B',Twb_12+273.15,'P',101325);  
hout_aire=CoolProp.HAPropsSI('H','T',Tdb_13+273.15,'P',101325,'R',1);  
m_aire=Qcond/(hout_aire-hin_aire);  
win_aire=CoolProp.HAPropsSI('W','T',Tdb_12+273.15,'B',Twb_12+273.15,'P',101325);  
wout_aire=CoolProp.HAPropsSI('W','T',Tdb_13+273.15,'P',101325,'R',1);  
  
%Gasto másico de agua evaporado y absorbido por el aire  
m_makeup=m_aire*(wout_aire-win_aire);  
  
%Rendimiento general del ciclo y COP  
rdto_ciclo=Wneto*1000/Qin;  
COPvcr=Qhex3/(Wcomp*1000);
```



***ANEXO C1. ESQUEMA CICLO RANKINE DE REFRIGERACIÓN POR
ABSORCIÓN***



ANEXO C2. CÓDIGO PARA LOS CÁLCULOS DEL ANÁLISIS TERMODINÁMICO DEL TERCER SISTEMA MEDIANTE MATLAB E INTERFAZ GUI

```
clear
clc
addpath('C:/Users/Javier/Documents/MATLAB/main');

%CICLO DE POTENCIA DE VAPOR EMPLEANDO TORRE DE REFRIGERACIÓN
%Propiedades
epsilon_i=0.9;
v=1e-3;
Cpw=4180;
xabs=0.5;

%Presiones
P8=8000; %kPa
P9=800; %kPa
P10=60; %kPa
P11=10; %kPa
P31=101; %kPa
P18=160; %kPa
P37=101; %kPa
P16=1.5; %kPa
Prefr=101; %kPa

%Temperaturas
T8=400;
Tdb_12=25;
Twb_12=21;
Tdb_13=30;
T15=25;
T31=500;
T37=25;
T19=160;
```

```
T16=42;
T22=156.4;
T36=17;

%Rendimientos y trabajo neto
rdto_turb=85;
rdto_bomba=90;
RH13=100;

%Gastos másicos
mspp=3.169; %kg/s
m18=9.6797; %kg/s
m22=0.02803*m18; %kg/s
mrefr=7.384; %kg/s

%Ratio respecto a mspp del flujo de la turbina de alta y media
y=0.177;
z=0.0352;

%CALCULO Y ECUACIONES A LO LARGO DEL CICLO

%Turbina de vapor
h8=CoolProp.PropsSI('H','T',T8+273.15,'P',P8*1000,'Water');
s8=CoolProp.PropsSI('S','T',T8+273.15,'P',P8*1000,'Water');
hs9=CoolProp.PropsSI('H','S',s8,'P',P9*1000,'Water');
hs10=CoolProp.PropsSI('H','S',s8,'P',P10*1000,'Water');
hs11=CoolProp.PropsSI('H','S',s8,'P',P11*1000,'Water');

h9=h8-rdto_turb*(h8-hs9)/100;
h10=h9-rdto_turb*(h9-hs10)/100;
h11=h10-rdto_turb*(h10-hs11)/100;
Wturb=mspp*(h8-y*h9-z*h10-(1-y-z)*h11)/1000;

%Bomba de condensado
```

```
P1=P11;
P2=P10;
Wbomb_cond=(mspp*(1-y-z)*v*(P2-P1))/rdto_bomba*100;
h1=CoolProp.PropsSI('H','P',P1*1000,'Q',0,'Water');
h2=h1+Wbomb_cond*1000/(mspp*(1-y-z));

%Bomba de impulsión
P3=P2;
P4=P8;
Wbomb_imp=(mspp*v*(P4-P3))/rdto_bomba*100;
h3=CoolProp.PropsSI('H','P',P3*1000,'Q',0,'Water');
h4=h3+Wbomb_imp*1000/mspp;

%Open FeedWater-Heater
m_in=mspp*(1-y-z)+mspp*(y+z);
Q_OFWH=mspp*(1-y-z)*(h3-h2);
m_out=mspp;
if m_in==m_out
    fprintf('balance de masa del OFWH correcto')
else
    fprintf('balance de masa del OFWH incorrecto')
end

h7=(1*h3-z*h10-(1-y-z)*h2)/y;
h6=h7;

%Desorber
Qdesorber=mspp*y*(h9-h6);
m19=m18-m22;
P19=P18;
h19_1=CoolProp.PropsSI('H','T',T19+273.15,'P',P19*1000,'INCOMP::LiBr[0.6]');
Ccorr_2=1.283;
h19=Ccorr_2*h19_1;
P22=P18;
h22=CoolProp.PropsSI('H','T',T22+273.15,'P',P22*1000,'Water');
h18=(m22*h22+m19*h19-Qdesorber)/m18;
```

%HEX2

```
P23=P22;  
h23=CoolProp.PropsSI('H','P',P23*1000,'Q',0,'Water');  
Ccorr=1.3435;  
Qhex2=Ccorr*(m22*(h22-h23));  
h34=(Qhex2/mspp)+h4;
```

%Caldera

```
Qin=mspp*(h8-h34);  
mcomb=Qin*0.7*365*24*3600/47966000;
```

%Evaporador

```
h24=h23;  
Pevap=P16;  
P25=P16;  
h25=CoolProp.PropsSI('H','P',P25*1000,'Q',1,'Water');  
mevap=m22;  
Qevap=mevap*(h25-h24);
```

%HEX 3

```
h36=CoolProp.PropsSI('H','T',T36+273.15,'P',Prefr*1000,'Water');  
h35=Qevap/mrefr+h36;  
Qhex3=mrefr*(h35-h36);  
h33=h11-Qhex3/mspp;
```

%Absorber

```
m25=m22;  
m16=m18;  
m21=m19;  
Psat=2.1526; %kPa  
h16_1=CoolProp.PropsSI('H','T',T16+273.15,'P',Psat*1000,'INCOMP::LiBr[0.5]');  
%h16=-954.8+47.7739*xabs-1.59235*xabs^2+2.09422e-2*xabs^3-7.689e-5*xabs^0.4+T16*(-0.3293+4.076e-2*xabs-1.36e-5*xabs^2-7.1366e-6*xabs^3)+T16^2*(7.4285e-3-1.5144e-4*xabs+1.3555e-6*xabs^2)+T16^3*(-2.269e-6);
```

```
Ccorr_3=2.073;
h16=Ccorr_3*h16_1;

%Bomba de absorción
Wbomb_abs=(m16*v*(P18-P16))/rdto_bomba*100;
h17=Wbomb_abs/m16+h16;

%Intercambiador de calor SHX
QSHX=m18*(h18-h17);
h20=h19-QSHX/m19;

%Condensador HEX 1
Qcond=mspp*(1-y-z)*(h33-h1);
P33=P11;
Tcond=CoolProp.PropsSI('T','H',h33,'P',P33*1000,'Water');
TTD=epsilon_i*(Tcond-(T15+273));
T14=T15+TTD;

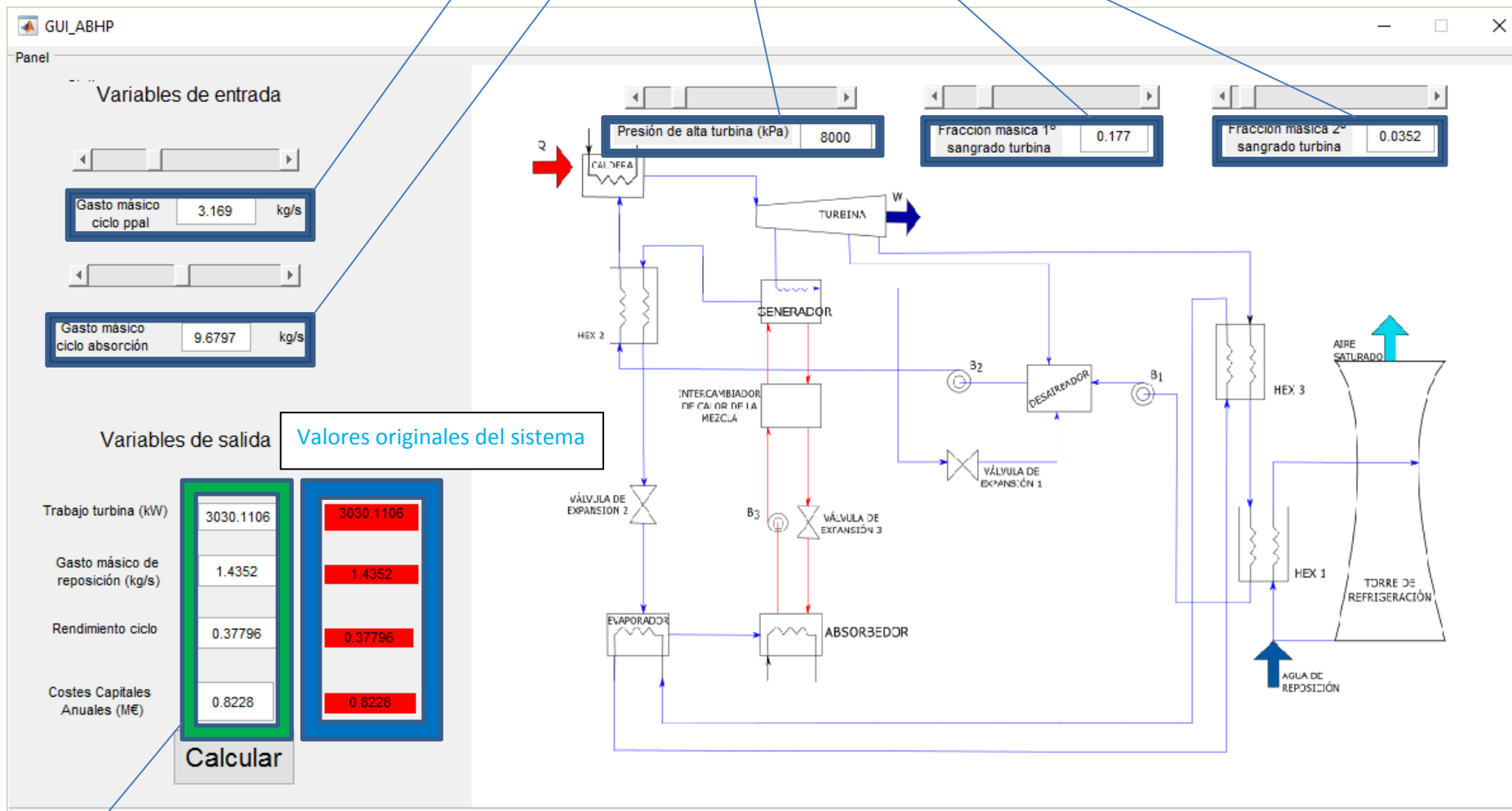
%Torre de refrigeración de tiro natural
m=Qcond/(Cpw*(T14-T15));

hin_aire=CoolProp.HAPropsSI('H','T',Tdb_12+273.15,'B',Twb_12+273.15,'P',101325);
hout_aire=CoolProp.HAPropsSI('H','T',Tdb_13+273.15,'P',101325,'R',1);
m_aire=Qcond/(hout_aire-hin_aire);
win_aire=CoolProp.HAPropsSI('W','T',Tdb_12+273.15,'B',Twb_12+273.15,'P',101325);
wout_aire=CoolProp.HAPropsSI('W','T',Tdb_13+273.15,'P',101325,'R',1);

%Gasto másico de agua evaporado y absorbido por el aire
m_makeup=m_aire*(wout_aire-win_aire);

%Rendimiento del ciclo y COP
Wneto=Wturb-Wbomb_abs-Wbomb_cond-Wbomb_imp;
rdto_ciclo=Wneto*1000/Qin;
COPabhp=Qevap/Qdesorber;
```

Variables de entrada modificables por el usuario



Valores de salida tras modificación de los parámetros de entrada por el usuario